

Jarosław SEP*

WPLYW OBWODOWEGO ROWKA NA CZOPIE NA PRZEPLYW OLEJU W POPRZECZNYM ŁOŻYSKU ŚLIZGOWYM

THE INFLUENCE OF A CIRCUMFERENTIAL GROOVE ON OIL FLOW IN JOURNAL BEARING

Słowa kluczowe:

łożysko ślizgowe, rowek obwodowy, przepływ oleju, MES

Key-words:

journal bearing, circumferential groove, oil flow, FEM

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki komputerowych symulacji przepływu oleju w łożysku z rowkiem na czopie. Rozważono trójwymiarowy, adiabatyczny przepływ, który opisano równaniami Naviera-Stokesa wraz z równaniami energii i ciągłości. Rozważany układ równań rozwiązano metodą elementów skończonych. Na podstawie uzyskanych wyników zidentyfikowano zmiany, jakie w przepływie oleju powoduje modyfikacja geometrii czopa. Wykazano również powiązanie stwierdzonych zmian w przepływie oleju ze zidentyfikowanymi zmianami nośności łożyska.

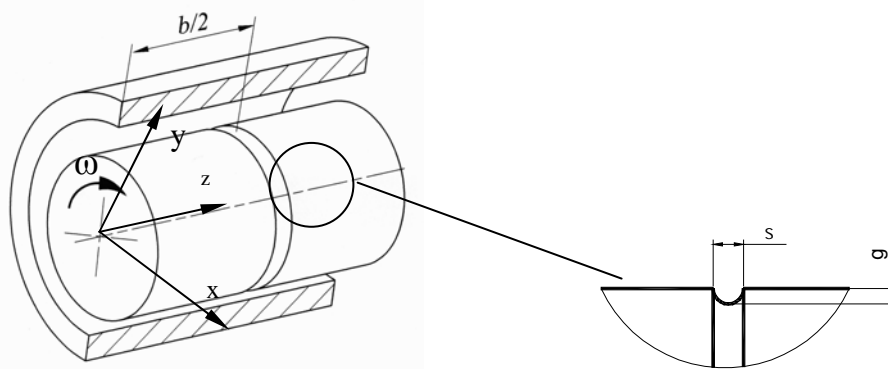
* Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 865 15 12; e-mail: jktmiop@prz.rzeszow.pl

WPROWADZENIE

Jednym z głównym czynników powodujących przedwczesne uszkodzenie łożysk ślizgowych są twarde zanieczyszczenia występujące w oleju [L. 1]. Śrubowy rowek na czopie łożyska może znacząco zmniejszyć wrażliwość układu łożyskowego na niszczące działanie zanieczyszczeń, ale jednocześnie zmniejsza nośność [L. 2]. Badania eksperymentalne [L. 3] dowiodły, że rowek o odpowiednich wymiarach na czopie nie powoduje zmniejszenia nośności. Komputerowe symulacje [L. 4] wykazały natomiast, że obwodowy rowek na czopie (traktowany jako stan graniczny rowka śrubowego przy skoku równym 0) o głębokości równej do 60% luzu łożyskowego i szerokości równej czterokrotnej głębokości dawał efekt w postaci zwiększenia nośności łożyska w zakresie mimośrodowości względnych $0,195 \div 0,87$ oraz w zakresie kątowych prędkości obrotu czopa do 80 rad/s. Stwierdzone zwiększenie nośności ma najprawdopodobniej swoje źródło w zmianie warunków przepływu oleju w łożysku. W celu identyfikacji zjawisk przepływowych, które mogą powodować zwiększenie nośności wykonano komputerową symulację przepływu w porzecznym łożysku ślizgowym z obwodowym rowkiem na czopie.

MODEL ŁOŻYSKA Z OBWODOWYM ROWKIEM

Model łożyska z czopem z obwodowym rowkiem przedstawiono na **Rys. 1**.



Rys. 1. Schemat łożyska z obwodowym rowkiem na czopie: b – szerokość łożyska, s – szerokość rowka, g – głębokość rowka, ω – prędkość kątowa czopa, x , y , z – osie przyjętego układu współrzędnych

Fig. 1. Journal bearing with circumferential groove: b – bearing length, s – groove width, g – groove depth, ω – journal angular velocity, x , y , z – axis of coordinate system

Przyjęto trójwymiarowy adiabatyczny przepływ oleju w łożysku i opisano go równaniami Naviera-Stokesa wraz z równaniami ciągłości i energii. Układ równań rozwiązano metodą elementów skończonych, przyjmując warunki brzegowe Reynoldsa. Jako wielkości służące do porównywania wyników obliczeń wybrano:

- ciśnienie maksymalne w filmie olejowym p_m ,
- nośność filmu olejowego W :

$$W = \sqrt{(W_x)^2 + (W_y)^2}, \quad W_x = r \int_0^b \int_0^{\Theta_k} p \sin \Theta \, d\Theta \, dz,$$

$$W_y = -r \int_0^b \int_0^{\Theta_k} p \cos \Theta \, d\Theta \, dz \quad (1), (2), (3)$$

- maksymalną obwodową składową prędkości przepływu oleju (u_m),
- maksymalną promieniową (oś y) składową prędkości przepływu oleju (v_m),
- maksymalną osiową (oś z) składową prędkości przepływu oleju (w_m),

gdzie: r – promień czopa, Θ – współrzędna kątowa mierzona od miejsca, gdzie wysokość szczeliny smarowej jest największa, Θ_k – współrzędna, począwszy od której następuje zważanie się filmu olejowego.

W symulacjach przyjęto, że związek lepkości dynamicznej oleju i temperatury opisuje zależność:

$$\eta(T) = 0,0625 \cdot e^{\left(-7,973 + \frac{661246}{T^2}\right)} \quad (4)$$

Zależność (4) odpowiada wyznaczonej eksperymentalnie charakterystyce oleju LAN-46, który był stosowany w badaniach eksperymentalnych.

WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki badań wpływu geometrii rowka na czopie na nośność poprzecznego łożyska ślizgowego oraz maksymalne składowe prędkości przepływu oleju zamieszczono w **Tabelach 1 i 2**.

Tabela 1. Nośność i maksymalne ciśnienie w filmie łożyska z obwodowym rowkiem ($\omega = 20$ rad/s)

Table 1. Load carrying capacity and maximum oil film pressure of journal bearing with circumferential groove ($\omega = 20$ rad/s)

g [mm]	s [mm]	$\epsilon = 0,195$		$\epsilon = 0,44$		$\epsilon = 0,69$		$\epsilon = 0,87$	
		W [N]	p_m [MPa]	W [N]	p_m [MPa]	W [N]	p_m [MPa]	W [N]	p_m [MPa]
0	0	58,5	0,027	160,0	0,079	358,2	0,21	658,4	0,45
0,15	0,2	61,1	0,028	163,0	0,088	377,5	0,25	784,8	0,69
0,15	0,6	59,5	0,028	160,3	0,085	363,4	0,23	719,0	0,62
0,15	1,0	58,9	0,027	158,1	0,082	350,7	0,22	682,2	0,59
0,20	0,2	60,1	0,028	162,9	0,088	377,1	0,25	780,8	0,68
0,20	0,6	59,3	0,028	159,3	0,084	356,4	0,22	693,5	0,60
0,20	1,0	58,3	0,027	155,7	0,080	337,9	0,20	649,6	0,58
0,25	0,2	60,1	0,028	162,8	0,088	376,7	0,25	776,8	0,67
0,25	0,6	59,1	0,027	158,1	0,083	348,9	0,21	671,0	0,59
0,25	1,0	57,6	0,026	153,0	0,077	324,5	0,19	622,6	0,56

Tabela 2. Maksymalne składowe prędkości przepływu oleju ($\omega = 20$ rad/s)

Table 2. Maximum components of oil flow velocity ($\omega = 20$ rad/s)

g [mm]	s [mm]	$\epsilon = 0,195$			$\epsilon = 0,44$			$\epsilon = 0,69$			$\epsilon = 0,87$		
		u_m [m/s]	v_m [m/s]	w_m [m/s]	u_m [m/s]	v_m [m/s]	w_m [m/s]	u_m [m/s]	v_m [m/s]	w_m [m/s]	u_m [m/s]	v_m [m/s]	w_m [m/s]
0	0	0,646	0,049	0,070	0,733	0,399	0,154	0,719	0,354	0,256	0,725	0,117	0,318
0,15	0,2	0,672	0,054	0,070	0,774	0,216	0,175	0,982	0,229	0,277	1,990	0,069	0,346
0,15	0,6	0,672	0,055	0,070	0,781	0,217	0,174	1,220	0,230	0,274	1,917	0,066	0,340
0,15	1,0	0,672	0,060	0,069	0,785	0,218	0,173	1,180	0,231	0,273	1,670	0,069	0,335
0,20	0,2	0,672	0,054	0,070	0,774	0,216	0,175	1,037	0,230	0,277	2,088	0,066	0,346
0,20	0,6	0,672	0,057	0,070	0,869	0,217	0,173	1,447	0,231	0,273	2,137	0,066	0,337
0,20	1,0	0,672	0,065	0,069	0,880	0,217	0,171	1,393	0,231	0,269	1,868	0,075	0,330
0,25	0,2	0,672	0,054	0,070	0,774	0,217	0,173	1,053	0,230	0,277	2,022	0,066	0,346
0,25	0,6	0,672	0,058	0,070	0,939	0,217	0,173	1,571	0,231	0,271	2,129	0,067	0,343
0,25	1,0	0,672	0,070	0,069	0,965	0,217	0,173	1,474	0,231	0,265	1,881	0,080	0,325

Dla analizowanej geometrii łożyska oraz przy przyjętym oleju i prędkości obrotowej obwodowy rowek przy odpowiedniej szerokości i głębokości (przekroju) powoduje zwiększanie nośności łożyska, co bardziej szczegółowo omawiano w pracy [L. 4]. Te zmiany w nośności są jednak konsekwencją zmian powodowanych przez rowek w filmie olejowym łożyska. Analiza danych zawartych w **Tabelach 1 i 2** wskazuje, że w porównaniu z łożyskiem klasycznym rowek na czopie powoduje zmiany

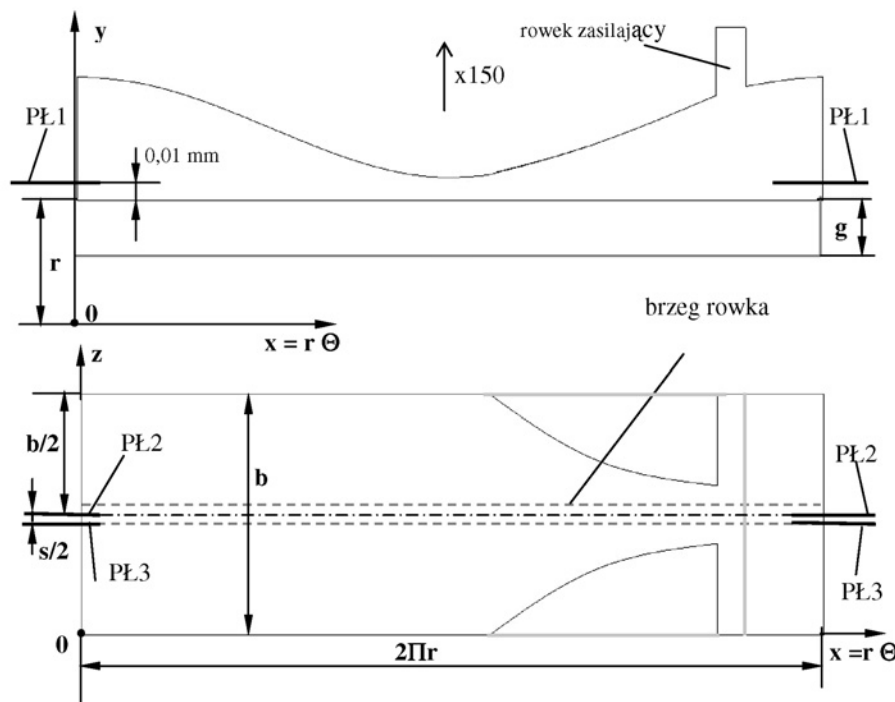
w rozkładzie ciśnienia hydrodynamicznego i prędkości przepływu oleju. Sygnalizują to zmiany ciśnienia maksymalnego w filmie olejowym oraz zmiany maksymalnych składowych prędkości przepływu oleju, dotyczące w szczególności składowej obwodowej. Zmiany te są szczególnie widoczne dla większych wartości mimośrodowości względnych. Dla $\varepsilon = 0,69$ dla siedmiu badanych wariantów rowka stwierdzono zwiększenie ciśnienia maksymalnego (do blisko 20% przy najmniejszym rowku), natomiast dla dwóch rowków ciśnienie to uległo zmniejszeniu (do ponad 8% przy największym rowku). Przy mimośrodowości względnej $\varepsilon = 0,87$ już dla wszystkich badanych wariantów geometrycznych rowka maksymalne ciśnienie w filmie olejowym jest znacząco większe niż w przypadku łożyska z czopem gładkim. Dla najmniejszego rowka zaobserwowano jego przyrost aż o 52%, natomiast przy rowku największym przyrost ten wyniósł 24%.

Bardzo znaczące zmiany stwierdzono dla maksymalnej obwodowej składowej prędkości przepływu oleju. Przy $\varepsilon = 0,69$ zwiększa się ona od 36,5% (najmniejszy rowek) do blisko 120% (rowek o szerokości 0,6 mm i głębokości 0,25 mm) w porównaniu z łożyskiem klasycznym z gładkim czopem. Przy $\varepsilon = 0,87$ maksymalna prędkość przepływu oleju w kierunku obwodowym jest od ponad dwóch do blisko trzech razy większa niż w przypadku czopa bez rowka.

Wyjaśnienie przyczyn tych zmian wymaga jednak przeprowadzenia bardziej kompleksowych analiz w celu zidentyfikowania zjawisk w filmie olejowym. Analizy takie przeprowadzono dla wszystkich rozważanych modeli łożyska. Identyfikacja zjawisk w filmie smarowym z racji jego przestrzennego charakteru wymagała dokonywania licznych przekrojów szczeliny smarowej. Podstawowa analiza obejmowała wykonanie trzech przekrojów i badanie w tych płaszczyznach zmian prędkości przepływu oleju. Miejsca przekrojów wybrano na podstawie badań wstępnych, tak aby uwidocznić zjawiska w filmie olejowym. Rozmieszczenie miejsc, w których dokonywano przekrojów przedstawiono na **Rysunku 2**.

Przekroje dokonywane były w następujących miejscach:

- płaszczyzna PŁ1- równoległa do powierzchni modelującej powierzchnię czopa i odległa od niej o 0,01 mm,
- płaszczyzna PŁ2 – usytuowana w połowie szerokości panewki, równoległa do powierzchni bocznej panewki,
- płaszczyzna PŁ3 – równoległa do płaszczyzny PŁ2 i odległa od niej o $s/2$ (s – szerokość rowka).



Rys. 2. Schemat rozmieszczenia płaszczyzn przekrojów

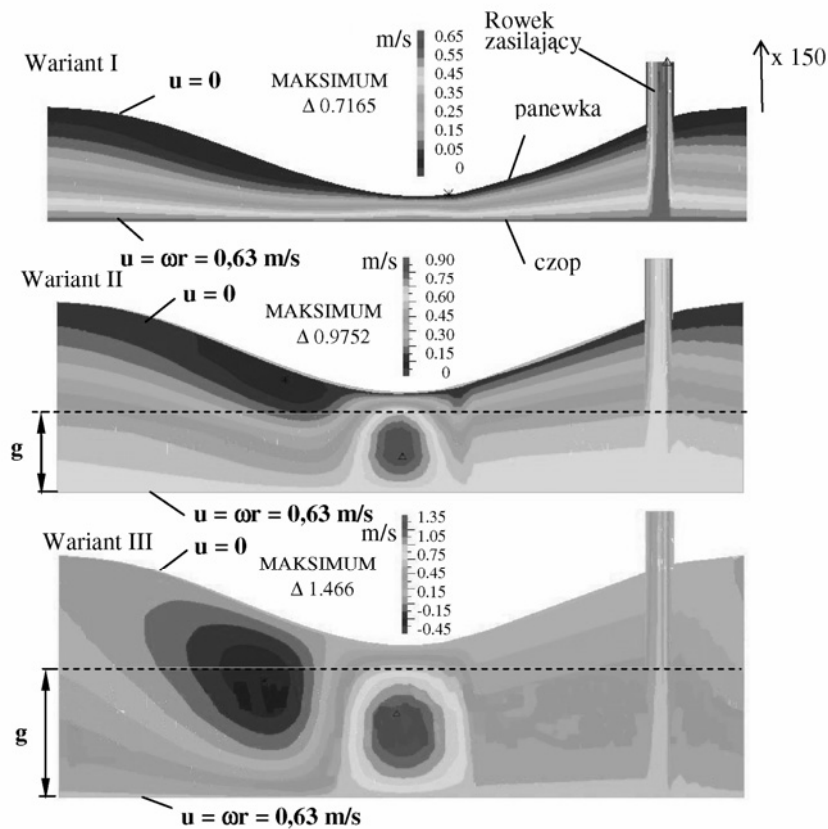
Fig. 2. The scheme of cross-section planes spacing

Aby umożliwić obserwacje i analizy na wykonanych rysunkach, wysokość szczeliny smarowej powiększono 150 razy.

Duża liczba (36) badanych wariantów uniemożliwia pełną prezentację uzyskanych wyników zawartych w pracy [L. 5]. Stwierdzono jednak, że w modelowanych łożyskach występują takie same jakościowo zjawiska różniące się jednak co do wartości parametrów je opisujących. Dzięki temu istnieje możliwość zilustrowania ich na przykładzie wybranych wariantów. W celu przedstawienia zachodzących w filmie olejowym zjawisk zaprezentowano część wyników uzyskanych dla trzech wybranych wariantów modelowanych łożysk przy mimośrodowości względnej $\varepsilon = 0,69$. Są to:

- wariant I – łożysko z czopem gładkim,
- wariant II – łożysko z rowkiem o najmniejszym przekroju ($s = 0,2$ mm, $g = 0,15$ mm),
- wariant III – łożysko z rowkiem o największym przekroju ($s = 1,0$ mm, $g = 0,25$ mm).

Na **Rys. 3** przedstawiono rozkład prędkości obwodowej w płaszczyźnie PŁ2 (w połowie szerokości łożyska).

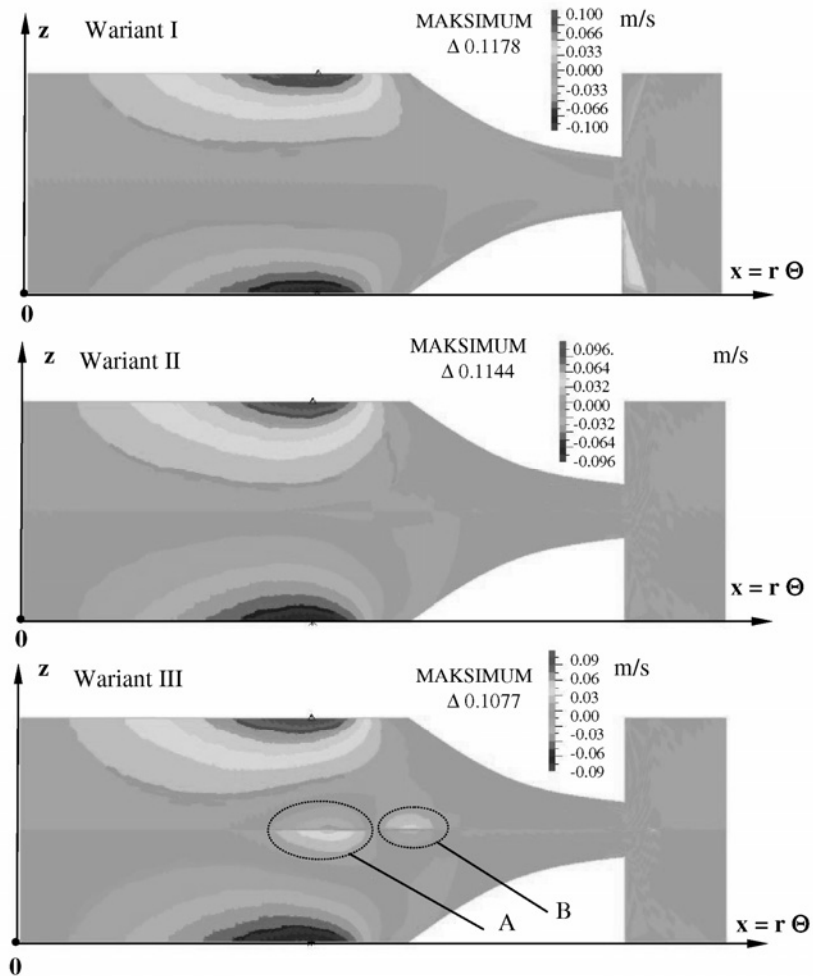


Rys. 3. Rozkład prędkości obwodowej w płaszczyźnie PŁ2 (w połowie szerokości łożyska; czarna linia przerywana oznacza granicę rowka)

Fig. 3. Circumferential velocity distribution in plane PŁ2 (in half of bearing length, discontinuous black line marks groove boundary)

Przedstawione na **Rysunku 3** wyniki wskazują, że zwiększenie prędkości przepływu w kierunku obwodowym ma charakter lokalny i dotyczy obszaru wewnątrz rowka w sąsiedztwie minimalnej wysokości szczeliny smarowej. We wszystkich analizowanych przypadkach zwiększenie prędkości przepływu w kierunku obwodowym określane parametrem u_m jest ograniczone do niewielkiego obszaru szczeliny smarowej. Rozkład prędkości obwodowej na brzegu rowka (płaszczyzna PŁ3) jest dla łożyska z rowkiem taki sam, jak w przypadku łożyska z gładkim czopem.

Przeprowadzenie pełnej analizy zjawisk przepływowych w szczelinie smarowej badanego łożyska wymaga jeszcze rozpatrzenia zmian prędkości osiowej przepływu oleju. Analizując wpływ obwodowego rowka na czopie na osiową prędkość przepływu oleju również zaobserwowano istotne zmiany w porównaniu z łożyskiem z czopem klasycznym. Zmiany te zilustrowano na przykładzie trzech wybranych poprzednio wariantów. Na **Rys. 4** przedstawiono rozkład prędkości osiowej w płaszczyźnie PŁ1.



Rys. 4. Rozkład osiowej prędkości przepływu oleju w płaszczyźnie PŁ1
 Fig. 4. Oil axis velocity distribution in plane PŁ1

Dla wariantu I (jak również dla pozostałych z gładkimi czopami) stwierdzono rozkład typowy dla poprzecznego łożyska ślizgowego, gdzie olej wypływa na zewnątrz łożyska. Obwodowy rowek na czopie powoduje zmiany w obrazie osiowej prędkości przepływu oleju. Oprócz jego wypływu na zewnątrz łożyska (porównywalnego z wypływem występującym w przypadku łożyska klasycznego) obserwuje się jego wpływanie do rowka i wypływanie z rowka na czopie. Olej wpływa do rowka z obu stron, a wpływające strugi blokują sobie wzajemnie przepływ w kierunku osiowym. Zjawisko to zachodzi z intensywnością zależną od ciśnienia w filmie olejowym oraz rozmiarów rowka. Im większe ciśnienie oraz im większe rozmiary rowka, tym olej intensywniej wpływa do rowka i również intensywniej z niego wypływa. Na **Rys. 4** widać, że dla wariantu II w płaszczyźnie PŁ1 opisane zjawisko zachodzi z małą intensywnością, natomiast dla wariantu III jest już dobrze widoczne. Można zaobserwować strefę oznaczoną jako A, gdzie olej wpływa do rowka oraz strefę oznaczoną jako B, gdzie następuje wypływ oleju z rowka.

WNIOSKI

Podsumowując najistotniejsze zjawiska przepływowe zachodzące w filmie olejowym łożyska z obwodowym rowkiem i ich efekty dla przyjętej geometrii, oleju, ciśnienia zasilania oraz prędkości obrotowej czopa należy zauważyć, że:

1. W obszarze filmu olejowego tworzy się strefa, z której olej wpływa do rowka (przed minimalną wysokością szczeliny smarowej) oraz strefa, w której olej wypływa z rowka (za minimalną wysokością szczeliny smarowej). Zwiększanie rozmiarów rowka oraz mimośrodowości względnej powoduje zwiększanie prędkości osiowej, z jaką olej wpływa do rowka oraz z jaką z niej wypływa.
2. Olej wpływa do rowka z obu stron. Wpływające strugi blokują się wzajemnie, co powoduje, że:
 - następuje lokalne zwiększenie obwodowej i promieniowej prędkości przepływu oleju, a w przypadku dużych mimośrodości (0,69 oraz 0,87) pojawia się również wsteczny przepływ oleju w obrębie rowka,
 - dla większości analizowanych wariantów łożyska z obwodowym rowkiem maksymalne ciśnienie w filmie olejowym jest większe od maksymalnego ciśnienia w łożysku klasycznym.

3. Dla małych rozmiarów obwodowego rowka strefa zmniejszonego ciśnienia ma niewielkie rozmiary i dzięki zwiększeniu ciśnienia maksymalnego w filmie olejowym następuje zwiększenie nośności łożyska.

LITERATURA

1. Sikora J.: Studia nad metodyką badania wytrzymałości zmęczeniowej łożysk ślizgowych poprzecznych. ZN Politechniki Gdańskiej, nr 534, Mechanika z. 74, Gdańsk 1996.
2. Sęp J., Kucaba-Piętal A.: Experimental testing of journal bearings with two-component surface layer in the presence of an oil abrasive contaminant. *Wear*, vol. 249, 2001.
3. Sęp J.: Właściwości filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
4. Sęp J.: O wpływie obwodowego rowka na czopie na nośność poprzecznego łożyska ślizgowego. *Tribologia* nr 4 (220), s. 51–58, 2008.
5. Sęp J.: Symulacja przepływu oleju w łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Politechnika Rzeszowska, Katedra Technologii Maszyn i Organizacji Produkcji, Rzeszów 2006 (praca niepublikowana).

Recenzent:
Krzysztof WIERZCHOLSKI

Summary

Computer simulation of the oil flow in a circumferential grooved journal bearing is described in the paper. A circumferentially grooved journal bearing as a limiting state of helical grooved journal bearing was analysed. An adiabatic model of the flow was discussed, and the three-dimensional oil flow was described with the Navier-Stokes, flow continuity and energy equations. The equation system was solved by the finite element method. Based on computer simulations for assumed eccentricity ratios, selected static characteristics of the bearings (effect of groove depth on load capacity, oil flow velocity and oil film maximum pressure) were obtained. Flow phenomena in the oil

film were also identified. The local increases of the circumferential component of oil flow velocity and maximum oil film pressure were observed. It is also shown that a groove of suitable dimensions formed on journal do not result in a decrease of the load carrying capacity in relation to conventional bearing.