

Jarosław SEP*

TRÓJWYMIAROWA HYDRODYNAMICZNA ANALIZA ŁOŻYSKA Z CZOPEM ZE ŚRUBOWYM ROWKIEM

THREE-DIMNESIONAL HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF HELICALLY GROOVED JOURNAL BEARINGS

Słowa kluczowe:

łożysko ślizgowe, przepływ oleju, równanie Naviera-Stokesa, metoda elementów skończonych

Key words:

sliding bearing, oil flow, Navier-Stokes equation, finite element method

Streszczenie

W artykule przedstawiono trójwymiarową hydrodynamiczną analizę łożyska z czopem z rowkiem śrubowym. Przepływ oleju opisano równaniami Naviera-Stokesa wraz równaniem energii. Układ równań rozwiązano metodą elementów skończonych wyznaczając rozkłady ciśnienia, temperatury oraz prędkości przepływu w filmie olejowym. Stwierdzono różnice w rozkładach ciśnienia jak i prędkości przepływu w filmie olejowym analizowanego łożyska w porównaniu z łożyskiem klasycznym.

* Politechnika Rzeszowska, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów.

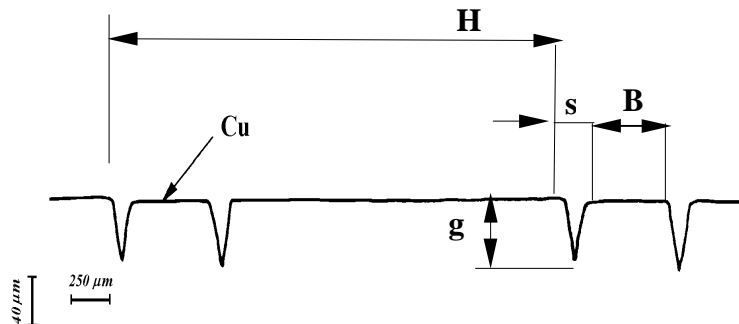
WPROWADZENIE

Zanieczyszczenia dostające się do oleju są bardzo często (w 43–47% przypadków [L. 1]) przyczyną przedwczesnego uszkodzenia łożysk ślizgowych. Zagadnienie niszczenia układów łożyskowych przez zawarte w oleju zanieczyszczenia jest badane już od wielu lat, a prace są kontynuowane również współcześnie [L. 2, 3, 4]. W ramach tych prac mieszczą się również badania eksperymentalne i teoretyczne łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem, który został wypełniony miedzią. Eksperymenty wykazały, że łożysko takie jest pięciokrotnie mniej wrażliwe na niszczące działanie zawartych w oleju cząstek twardych zanieczyszczeń niż łożysko klasyczne [L. 5, 6]. Wyjaśnienie przyczyn małej wrażliwości rozważanego łożyska na zanieczyszczenie oleju może mieć zatem duże znaczenie praktyczne. Będzie ono wymagało utworzenia modelu opisywanego łożyska, rozwiązania równań opisujących przepływ oleju w tym łożysku, a następnie określenie ruchu cząstek zanieczyszczeń.

Pierwszy etap tych prac obejmujący analizę zjawisk przepływowych w izotermicznym modelu nieskończonego długiego łożyska z czopem z rowkiem śrubowym przedstawiono w opracowaniach [L. 7, 8]. W artykule niniejszym zostaną przedstawione wyniki kolejnego etapu pracy obejmujące analizę adiabatycznego modelu łożyska o skończonej długości. Dalszy etap badań obejmował będzie analizę ruchu cząstki.

MODEL ŁOŻYSKA

Czop rozważanego łożyska posiada wgłębienia na powierzchni, uwidocznione na jego profilogramie poprzecznym przedstawionym na Rys. 1.



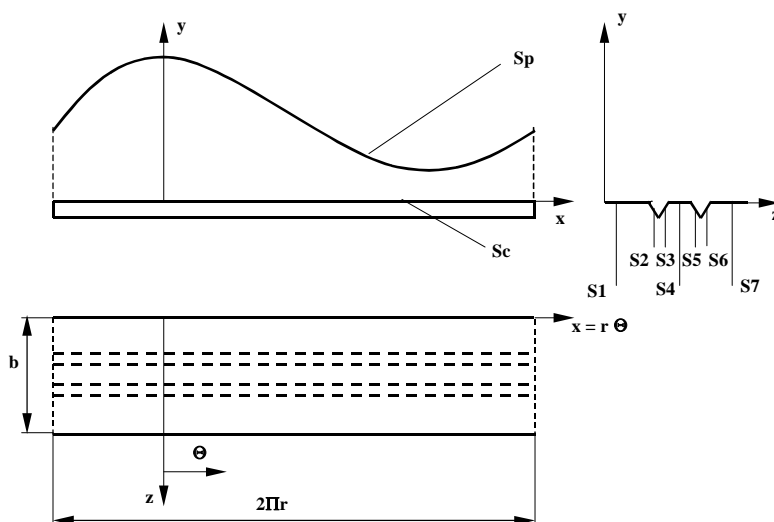
Rys. 1. Profilogram poprzeczny czopa ze śrubowym rowkiem; H – skok linii śrubowej rowka, B – odległość między wgłębieniami, s – szerokość wgłębienia, g – głębokość wgłębienia

Fig. 1. Helically grooved journal transverse profilogram; H – spiral lead of the groove, B – distance between recesses, s – width of the recess, g – depth of the recess

Model łożyska utworzono dla następujących parametrów geometrycznych:

- średnica czopa $d = 0,052$ m,
- względny luz łożyskowy $\psi = 0,002$
- względna szerokość łożyska $b/d = 0,25$
- skok linii śrubowej rowka $H = 8$ mm,
- odległość między wgłębieniami $B = 0,5$ mm,
- szerokość wgłębienia $s = 0,15$ mm,
- głębokość wgłębienia $g = 0,06$ mm.

Z powodu niedużej wartości kąta pochylenia linii śrubowej rowka (ok. 4°) przyjęto założenie upraszczające, że rowek jest równoległy do krawędzi bocznej czopa. Jego przemieszczanie wynikające z linii śrubowej uwzględniono przy formułowaniu warunków brzegowych przypisując mu prędkość w kierunku osi z . Założono ponadto, że model jest analizowany dla ustalonej chwili czasu t , gdy rowek przyjmuje centralne położenie względem panwi (wzdłużna płaszczyzna symetrii panwi znajduje się w połowie odległości między rowkami B). Przy tych założeniach i przyjętej geometrii na szerokości panewki znajdować się będzie jeden rowek. Schemat szczeliny smarowej łożyska powstały poprzez rozwinięcie powierzchni czopa i panwi wraz z przyjętym układem współrzędnych przedstawiono na **Rys. 2**.



Rys. 2. Schemat szczeliny smarowej łożyska z czopem z linią śrubową; Sc – powierzchnia czopa, Sp – powierzchnia panwi, S1-S7 – powierzchnie tworzące całkowitą powierzchnię czopa, b- szerokość łożyska, r – promień czopa

Fig. 2. Diagram of bearing with helically grooved journal oil clearance; Sc – journal surface, Sp – bearing sleeve surface, S1 – S7 – surfaces created complete journal surface

Modelując łożysko, powierzchnie czopa i panwi odwzorowano funkcjami matematycznymi.

Powierzchnię panwi (S_p) opisano wzorem:

$$y = R - r + m \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right) \quad (1)$$

gdzie:

- R – promień panwi,
- r – promień czopa,
- m – mimośrodowość.

Każdy z rowków znajdujący się na powierzchni czopa S_c (dwa z nich przedstawiono schematycznie na rysunku 2) odwzorowano funkcją postaci:

$$y = A \cdot e^{-B[(z-C)]^2} \quad (2)$$

gdzie: A, B, C – współczynniki.

We wzorze (2) współczynnik A określa głębokość rowka, współczynnik B określa szerokość rowka natomiast współczynnik C określa położenie rowka na szerokości łożyska.

W celu precyzyjnego określenia warunków brzegowych powierzchni czopa podzielono na siedem powierzchni składowych.

SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA PRZEPLYWOWEGO

Podstawowym równaniem służącym w tribologii do modelowania przepływu w szczelinie jest równanie Reynoldsa, które otrzymuje się z równań Naviera-Stokesa po przyjęciu uproszczeń szczegółowo opisanych w literaturze. Jednakże w analizowanym łożysku na powierzchni czopa występują wgłębienia, których głębokość (kilkadziesiąt μm) jest około 10 razy większa od minimalnej wysokości szczeliny smarowej (rzędu kilku μm). Dane literaturowe wskazują, że już w przypadku, gdy wysokość szczeliny smarowej jest porównywalna z wysokością filmu smarowego to do opisu przepływu należy wykorzystywać równania Naviera-

Stokesa [L. 9, 10]. Przy założeniu niezależnej od temperatury gęstości dla cieczy nieściśliwej równania Naviera -Stokesa mają postać:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

gdzie:

- p – ciśnienie w warstwie smaru,
- ρ – gęstość smaru,
- η – lepkość dynamiczna smaru,
- u – składowa prędkości smaru w kierunku osi x,
- v – składowa prędkości smaru w kierunku osi y,
- w – składowa prędkości smaru w kierunku osi z.

Dodatkowo wykorzystać należy równanie ciągłości przepływu:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

W artykule rozważony zostanie adiabatyczny model przepływu oleju. Założono, że temperatura oleju w rowku zasilającym równa jest temperaturze w przewodzie zasilającym (pominięto efekt mieszania się strumieni oleju w rowku zasilającym). Przyjęto ponadto całkowite wypełnienie szczeliny olejowej wzdłuż szerokości łożyska.

Założono również ustalone warunki cieplne oraz stałe wartości współczynników ciepła właściwego oraz przewodności cieplnej oleju. Przy takich założeniach dla cieczy nieściśliwej równanie energii przyjmie postać:

$$\rho c \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \eta \Phi \quad (7)$$

gdzie:

- ρ – gęstość oleju
- c – ciepło właściwe oleju,
- k – współczynnik przewodności cieplnej oleju,
- T – temperatura,
- u, v, w – składowe prędkości oleju w odpowiednio kierunku osi x, y, z ,
- Φ – funkcja dyssypacji energii.

$$\Phi = \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\} \quad (8)$$

Dla wyznaczenia pola ciśnienia i prędkości przepływu przyjęto następujące warunki brzegowe:

- w miejscu maksymalnej wysokości szczeliny smarowej ($\Theta = 0$) ciśnienie równe jest ciśnieniu zasilania p_z ;

$$p(\Theta = 0) = p_z = 0 \quad (9)$$

- ciśnienie oleju na krawędziach wylotowych panewki w kierunku osiowym równe jest ciśnieniu otoczenia;

$$p(\Theta, z = 0) = p(\Theta, z = b) = 0 \quad (10)$$

- koniec filmu olejowego jest miejscem geometrycznym punktów w którym ciśnienie równe jest ciśnieniu otoczenia oraz gradient ciśnienia jest równy zeru (warunek Reynoldsa);

$$p_{\Theta = \Theta_{k,z}} = \left(\frac{\partial p}{\partial \Theta} \right)_{\Theta = \Theta_{k,z}} = 0 \quad (11)$$

- czop obraca się z prędkością 600 obr/min ($u = 1,65 \text{ m/s}$), a dodatkowo rowki przemieszczają się wzdłuż osi z prędkością $z = 0,08 \text{ m/s}$ wynikającą ze skoku linii śrubowej H; w związku z tym:

$$u = 1,65 \text{ m/s}, v = z = 0 \quad |_{S1, S4, S7} \quad (12)$$

$$u = 1,65 \text{ m/s}, v = 0, z = 0,08 \text{ m/s} \quad |_{S2, S3, S5, S6} \quad (13)$$

- panew jest nieruchoma zatem na powierzchni S_p :

$$u = v = w = 0 \quad |_{S_p} \quad (14)$$

Dla wyznaczenia pola temperatury przyjęto następujące warunki brzegowe:

- w miejscu maksymalnej wysokości szczeliny smarowej ($\Theta = 0$) temperatura równa jest temperaturze przewodzie zasilającym T_z ;

$$T(\Theta = 0) = T_z = 313 \text{ K} \quad (15)$$

- strumień ciepła przenikający przez powierzchnie czopa i panwi jest równy 0;

$$\frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{s_c} = \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{s_p} = 0 \quad (16)$$

gdzie n oznacza normalną do powierzchni

Rozwiązanie równań (3–6) wymaga określenia zależności lepkości oleju od temperatury. Zależność tą wyznaczono na podstawie badań eksperymentalnych, badanym olejem był Marinol CD SAE 40 (olej taki był stosowany w badaniach eksperymentalnych analizowanego łożyska). Lepkość dynamiczną tego oleju w funkcji temperatury wyraża równanie:

$$\eta = e^{\left(a + \frac{b}{(T)^2} \right)} \quad (17)$$

gdzie: T – temperatura [K], a , b – współczynniki; $a = -11,83$, $b = 167430,72$.

Przyjęto następujące wartości pozostałych parametrów charakteryzujących olej:

- gęstość $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$,
- ciepło właściwe $c = 2000 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$,
- współczynnik przewodności cieplnej $k = 0,145 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

Charakterystyki łożyska z czopem z linią śrubową zostały porównane z charakterystykami łożyska z czopem klasycznym (bez linii śrubowej). Pozostałe cechy geometryczne łożyska klasycznego będą analogiczne jak łożyska z czopem z linią śrubową. Przepływ oleju zostanie opisany takimi samymi równaniami, również analogiczne będą warunki brzegowe. Jedyna różnica dotyczy warunków brzegowych na prędkość na po-

wierzchni czopa, gdzie na całej powierzchni Sc z racji braku rowka $u = 1,65$ m/s, $v = z = 0$.

WYNIKI OBLICZEŃ I ICH ANALIZA

Układ równań 3–7 rozwiązano metodą elementów skończonych przy wykorzystaniu pakietów oprogramowania ADINA 8.0. Do obliczeń wykorzystano metodę Newtona-Raphsona połączoną z metodą eliminacji Gaussa. W objętości szczeliny smarowej łożyska klasycznego wyznaczono 33165 węzłów oraz 3200 elementów, natomiast w objętości szczeliny smarowej łożyska z czopem z linią śrubową wyznaczono 39597 węzłów oraz 187200 elementów. Efektem rozwiązania równań są rozkłady ciśnienia, prędkości przepływu i temperatury w filmie olejowym. Jako parametry opisujące filmy olejowe w celu ich porównania przyjęto:

1. Maksymalne i średnie ciśnienie,
2. Maksymalne składowe prędkości przepływu oleju w kierunku osi x, y, z,
3. Maksymalną temperaturę.

Wartości parametrów charakteryzujących filmy olejowe zestawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Wartości parametrów charakteryzujących filmy olejowe analizowanych łożysk

Table 1. Values of parameters that characterized bearings oil films

Mimośr. względna	Ciśnienie maksymalne [Pa]	Ciśnienie średnie [Pa]	Temperatura maksymalna [K]	u maksymalne [m/s]	v maksymalne [m/s]	w maksymalne [m/s]
Łożysko z czopem z linią śrubową						
0,1	$3,86 \cdot 10^4$	$1,33 \cdot 10^4$	319,5	1,65	0,049	0,086
0,3	$1,33 \cdot 10^5$	$4,60 \cdot 10^4$	320,8	1,65	0,048	0,096
0,5	$3,67 \cdot 10^5$	$1,06 \cdot 10^5$	322,8	1,65	0,033	0,17
0,7	$1,14 \cdot 10^6$	$2,62 \cdot 10^5$	328,6	1,92	0,025	0,28
0,9	$4,78 \cdot 10^6$	$8,74 \cdot 10^5$	355,1	5,57	0,43	-1,07
Łożysko z czopem klasycznym						
0,1	$3,22 \cdot 10^4$	$1,31 \cdot 10^4$	319,6	1,65	-0,00009	0,030
0,3	$1,27 \cdot 10^5$	$4,60 \cdot 10^4$	320,6	1,65	-0,00018	0,092
0,5	$3,68 \cdot 10^5$	$1,07 \cdot 10^5$	322,7	1,65	-0,00031	0,17
0,7	$1,26 \cdot 10^6$	$2,77 \cdot 10^5$	328,4	1,65	-0,00051	0,28
0,9	$8,97 \cdot 10^6$	$1,25 \cdot 10^6$	352,0	1,65	-0,00079	0,51

Analiza zamieszczonych w **Tab. 1** wyników obliczeń wskazuje, że dla mimośrodowości względnych $0,1 \div 0,5$ występujące na powierzchni czopa rowki nie powodują znaczących zmian ciśnienia w filmie olejowym (średnie wartości ciśnienia w łożyskach z czopem ze śrubowym rowkiem i w łożyskach klasycznych mają zbliżone wartości). Spodziewany negatywny wpływ rowka na ciśnienie jest w tych przypadkach najprawdopodobniej kompensowany jego wynikającym z linii śrubowej ruchem w poprzek łożyska. Przy mimośrodowości względnej $0,7$ uwidacznia się zmniejszanie ciśnienia w filmie olejowym łożyska z czopem z linią śrubową w odniesieniu do łożyska klasycznego. Średnie ciśnienie jest w tym przypadku o 5% a maksymalne o $9,5\%$ procenta mniejsze. Przy mimośrodowości względnej $0,9$ rowki na czopie bardzo wyraźnie zmniejszają ciśnienie w filmie olejowym (średnie ciśnienie w łożysku z czopem modyfikowanym jest o 30% mniejsze niż w łożysku klasycznym, ciśnienie maksymalne jest natomiast mniejsze o 46%).

Analizowana zmiana geometrii czopa powoduje również zmiany w prędkości przepływu oleju. Wprawdzie dla mimośrodowości względnych $0,1 \div 0,5$ maksymalna prędkość przepływu w kierunku obwodowym (wzdłuż osi x) dla obu analizowanych wariantów jest taka sama ($1,65$ m/s), jednak dla mimośrodowości $0,7$ jest ona dla łożyska z czopem modyfikowanym o 16% większa, a dla mimośrodowości $0,9$ aż o 237% większa niż w przypadku łożyska klasycznego. Duże zmiany występują również w przepływie wzdłuż osi y . Maksymalne prędkości przepływu są w tym przypadku dla łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem nawet ponad pięciokrotnie większe (mimośrodowości $0,1$ i $0,9$) niż w przypadku łożyska klasycznego. Najmniejsze zmiany tej składowej prędkości uwidaczniają się dla mimośrodowości względnej $0,7$, ale nawet w tym przypadku opisywana modyfikacja czopa zwiększa ją o blisko 50% . Zmiany maksymalnej prędkości przepływu w poprzek (w kierunku osi z) łożyska nie są tak znaczne, ale dla mimośrodowości względnych $0,1$ i $0,9$ jest ona ponad dwukrotnie większa dla łożyska z czopem o zmodyfikowanej geometrii.

Nie stwierdzono natomiast istotnych zmian w maksymalnej temperaturze filmu olejowego analizowanych wariantów łożysk.

Przedstawione wyniki obliczeń wskazują na istotne różnice niektórych parametrów charakteryzujących filmy olejowe porównywanych łożysk. Pełne wyjaśnienie wpływu opisywanej modyfikacji geometrii czopa

na całokształt zjawisk przepływowych w łożysku będzie przedmiotem dalszych, pogłębionych analiz.

WNIOSKI

1. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że śrubowy rowek na powierzchni czopa powoduje znaczące zmiany w filmie olejowym łożyska.
2. W zakresie mimośrodowości względnych $0,1 \div 0,5$ dla analizowanej geometrii łożyska rowek na czopie nie powoduje znaczących zmian ciśnienia w filmie olejowym, natomiast dla większych mimośrodowości ($0,7 \div 0,9$) rowek powoduje zmniejszanie ciśnienia w filmie olejowym.
3. Dla dużych wartości mimośrodowości ($0,7 \div 0,9$) w łożysku z modyfikowanym czopem znacząco zwiększa się prędkość przepływu oleju w kierunku obwodowym, natomiast w całym zakresie analizowanych mimośrodowości ($0,1 \div 0,9$) bardzo znacznie zwiększa się prędkość przepływu po wysokości łożyska. Przy mimośrodościach względnych $0,1$ oraz $0,9$ rowek śrubowy na czopie powoduje również zwiększenie prędkości przepływu oleju w poprzek łożyska

LITERATURA

1. Sikora J.: Studia nad metodyką badania wytrzymałości zmęczeniowej łożysk ślizgowych poprzecznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, nr 534, Mechanika z.74, Gdańsk 1996.
2. Wikström V., Höglund E., Larsson R.: Wear of bearing liners at low speed rotation of shafts with contaminated oil. Wear 162-164, pp. 996-1001, 1993.
3. Khonsari M.M., Pascovici M.D., Kucinski B.V.: On the scuffing failure of hydrodynamic bearings in the presence of an abrasive contaminant. Trans. ASME J. Tribol. 121, pp. 90-96, 1999.
4. Pascovici M.D., Khonsari M.M.: Scuffing failure of hydrodynamic bearings due to an abrasive contaminant partially penetrated in the bearing overlay. Trans. ASME J. Tribol. 123, pp. 430- 433, 2001.
5. Sęp J.: Charakterystyki zużyciowe łożysk ślizgowych z czopem z powierzchniową warstwą dwuskładnikową. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn nr 4(116), str. 571-583, 1998

6. 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, pp. 1090-1095, 2001.
7. Sęp J.: Analiza przepływu środka smarowego w łożysku z czopem o powierzchniowej warstwie dwuskładnikowej. *Hydraulika i Pneumatyka* nr 4, str. 20-21, 2002.
8. Sęp J.: Modelowanie szczeliny smarowej i przepływu smaru w łożysku z czopem z powierzchniową warstwą dwuskładnikową. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* nr 4(132), 2002.
9. Czajkowski A., Wierzcholski K.: Rys historyczny hydrodynamicznej teorii smarowania. *Tribologia* nr 5 (149), 1996.
10. Sun D., Chen K: First effects of stokes roughness on hydrodynamic lubrication, *Trans. ASME, J. of Lubrication Technology*, vol. 99, 1977.

Recenzent:
Krzysztof KRAWCZYK

Summary

Sensitivity to contamination of bearing with helically grooved journal is about one fifth that the case of the conventional bearing. Decrease in wear rate results probably from removing contaminants from the friction contact zone cause by flow phenomena in the oil film. In order to identify this flow phenomena an adiabatic model of the bearing under consideration has been created. The bearing has finite length and operates under incompressible laminar flow and steady conditions. Geometry of this problem does not allow to introduce some simplifications that lead to the Reynolds equation. Therefore the full system of three dimensional Navier-Stokes equations coupled with the energy equation should be solved to determine flow velocity, temperature and pressure distributions in the oil film. Equation were solved by finite element method. It has been stated that there are differences both in pressure distributions and oil velocity profiles for considered bearing models.

The maximum pressure in the oil film of bearing with helically grooved journal (for eccentricity ratio $e=0.9$) was 46% less than maximum pressure in the conventional bearing oil film. On the other hand the maximum oil flow velocity ($e=0.9$) in circumferential direction was 237% greater than maximum oil flow velocity within conventional bearing. For small and medium eccentricity ratios

($e=0.1\div 0.5$) essential differences in pressure distributions and oil flow velocity in circumferential direction for considered bearing models have not been stated. Moreover the maximum oil flow velocity in y direction within the bearing with modified journal was from 50% ($e=0.7$) to above 500% ($e=0.1$ and $e=0.9$) greater than maximum oil flow velocity in this direction within conventional bearing. The maximum oil flow velocity in axial (z) direction within the bearing with modified journal for eccentricities $e=0.1$ and $e=0.9$ was above 200% greater than maximum oil flow velocity in this (z) direction. The essential differences in temperature distribution for considered bearing models have not been stated.