

**Jarosław SEP\***

## **WPLYW GEOMETRII SZCZELINY SMAROWEJ NA NOŚNOŚĆ ŁOŻYSKA Z CZOPEM ZE ŚRUBOWYM ROWKIEM**

### **THE INFLUENCE OF BEARING INTERSPACE GEOMETRY ON HELICAL GROOVED JOURNAL BEARING LOAD CARRYING CAPACITY**

#### **Słowa kluczowe:**

łożysko ślizgowe, rowek śrubowy, nośność

#### **Key words:**

journal bearing, helical groove, load capacity

#### **Streszczenie**

Celem zaprezentowanych w artykule analiz było określenie wpływu śrubowego rowka na czopie na nośność poprzecznego łożyska ślizgowego. W efekcie przeprowadzonych badań zaproponowano dwa wskaźniki, za pomocą których można dokonać prognozy wpływu geometrii rowka i szczeliny smarowej na nośność. Artykuł zawiera również zestawienie wartości wskaźników oraz nośności wyznaczonych dla konkretnych przykładów łożysk.

---

\* Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, ul. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów.

## WPROWADZENIE

Zarówno badania laboratoryjne, jak i praktyka przemysłowa potwierdzają, że klasyczne łożysko ślizgowe składające się z twardego czopa oraz panewki pokrytej warstwą stopu łożyskowego będzie narażone na przyspieszone zużycie lub uszkodzenie w przypadku zanieczyszczenia oleju twardymi cząstkami stałymi. Wszelkiego rodzaju produkty naftowe, w tym również oleje smarowe są zanieczyszczane różnymi cząstkami stałymi [L. 1, 14]. Najbardziej ogólnie można podzielić je na produkcyjne, dystrybucyjne i eksploatacyjne [L. 6]. Zanieczyszczenia pojawiają się zatem w oleju już na etapie jego produkcji i dystrybucji, natomiast w trakcie eksploatacji ich ilość zwiększa się. Potwierdzeniem tych faktów są przykładowo wyniki badań olejów po produkcji, dystrybucji i eksploatacji [L. 2]. Nadmierne zanieczyszczenie produktami stałymi jest jedną z podstawowych przyczyn wycofywania olejów z eksploatacji [L. 10]. Analiza zamieszczonych w pracy [L. 8] wyników uwidacznia, że w badanych olejach jeszcze przed eksploatacją występowały cząstki stałe o rozmiarach powyżej 50  $\mu\text{m}$ , a w jednym nawet powyżej 100  $\mu\text{m}$ . Według pracy [L. 10] rozmiary fizycznych zanieczyszczeń olejów mogą dochodzić nawet do 200  $\mu\text{m}$ . Są to wielkości co najmniej kilkakrotnie większe od minimalnej wysokości szczeliny smarowej, która w łożyskach ślizgowych wynosi najczęściej od kilku do kilkunastu mikrometrów.

Konsekwencją możliwości zanieczyszczenia oleju cząstkami pochodzącymi z różnych źródeł jest konieczność stosowania w układach łożyskowych licznych zabezpieczeń. Stosowane są uszczelnienia oraz filtry chroniące przed cząstkami z otoczenia, a dodatkowo w układach smarowania umieszcza się filtry mające za zadanie wychwycić produkty zużycia i inne zanieczyszczenia tworzące się w obrębie węzła. Zalecenia eksploatacyjne obejmują także konieczność wymiany albo oczyszczenia oleju po określonym czasie lub przebiegu, co powoduje określone koszty. Z doświadczeń firm zajmujących się oczyszczaniem olejów wynika [L. 7], że gdyby układy łożyskowe mogły być smarowane olejem o dwie klasy bardziej zanieczyszczonym niż układy klasyczne, to byłoby to źródłem znacznych oszczędności finansowych.

Wrażliwość układu łożyskowego na niszczące oddziaływanie zanieczyszczeń może być zmniejszona przez szybkie usuwanie zanieczyszczeń na zewnątrz łożyska albo poprzez ukształtowanie na powierzchniach współpracujących tarciowo elementów rowków lub wgłębień, będących miejscami lokowania zanieczyszczeń. W literaturze prezentowane są

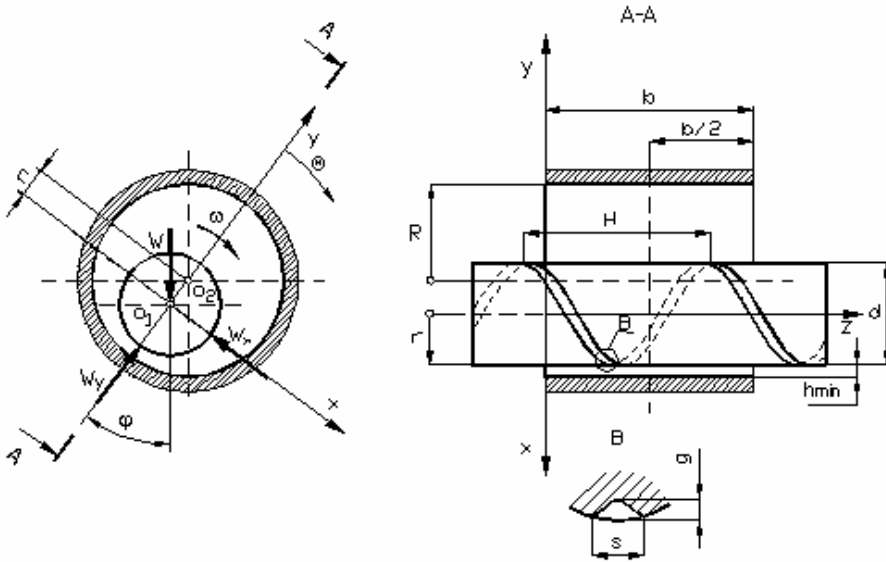
prace potwierdzające, że zużycie tribologiczne zmniejsza się, gdy na powierzchniach współpracujących elementów wykonane zostaną rowki lub wgłębienia pełniące rolę zasobników substancji smarującej oraz miejsc, gdzie mogą gromadzić się zanieczyszczenia i produkty zużycia [L. 3, 8, 11, 12, 13]. Istnieją jednak również doniesienia literaturowe wskazujące na niekorzystny wpływ rowków ukształtowanych na powierzchniach współpracujących tarcioowo elementów [L. 4, 5]. Dotyczy to w szczególności hydrodynamicznych łożysk ślizgowych.

Przy projektowaniu tego typu łożyskowań należy zatem dążyć do takiego ukształtowania rowków, aby nie powodowały one znaczącego zmniejszenia nośności. Problem ten występuje również w przypadku łożysk z czopem ze śrubowym rowkiem [L. 8, 9]. Przeprowadzone symulacje komputerowe oraz badania eksperymentalne wskazują, że można tak dobrać wymiary rowka na czopie, aby nie powodować zmniejszenia nośności łożyska. Artykuł niniejszy prezentuje analizę szczeliny smarowej łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem. Są to wstępne prace zmierzające do wyznaczenia uogólniającego wskaźnika charakteryzującego wpływ geometrii rowka na nośność łożyska.

## **PROPOZYCJA WSKAŹNIKÓW OPISUJĄCYCH WPLYW GEOMETRII ROWKA NA NOŚNOŚĆ**

Schemat łożyska z czopem ze śrubowym rowkiem przedstawiono na **Rys. 1**.

Wykonany na powierzchni czopa śrubowy rowek powoduje istotne zmiany geometrii szczeliny smarowej. W przypadku hydrodynamicznych łożysk ślizgowych skutkuje to zmianą warunków przepływu oleju i w konsekwencji ma wpływ na charakterystyki łożyska. Geometria szczeliny zmienia się szczególnie w miejscu najmniejszej wysokości, a zmiana ta jest też bardzo znacząca dla przepływu oleju. W związku z tym do wstępnych rozważań zaproponowano dwa wskaźniki, które następnie zestawiono z wynikami przeprowadzonych wcześniej symulacji komputerowych oraz badań eksperymentalnych. Komputerową symulację przepływu przeprowadzono z wykorzystaniem metody elementów skończonych, natomiast eksperymentalną weryfikację zrealizowano na stanowisku własnej konstrukcji. Szczegóły obliczeń oraz badań eksperymentalnych przedstawiono w pracy [L. 8].



**Rys. 1.** Łożysko ślizgowe z czopem ze śrubowym rowkiem:  $D(R)$  – średnica (promień) panewki,  $d(r)$  – promień czopa,  $b$  – szerokość łożyska,  $H$  – skok linii śrubowej rowka,  $s$  – szerokość rowka,  $g$  – głębokość rowka,  $m$  – mimośrodkowość środka czopa względem środka panewki,  $W$  – nośność łożyska,  $\varphi$  – kąt położenia linii środków,  $\Theta$  – współrzędna kątowna mierzona od miejsca, gdzie wysokość szczeliny smarowej jest największa,  $\omega$  – prędkość kątowna czopa,  $h_{\min}$  – minimalna wysokość szczeliny smarowej

**Fig. 1.** Journal bearing with helical groove:  $D(R)$  – sleeve diameter (radius),  $d(r)$  – journal diameter (radius),  $b$  – bearing length,  $H$  – spiral lead of the groove,  $s$  – groove width,  $g$  – groove depth,  $m$  – journal eccentricity,  $W$  – load carrying capacity,  $\varphi$  – attitude angle,  $\Theta$  – coordinate in circumferential direction as measured from the point where bearing interspace thickness is maximum,  $\omega$  – journal angular velocity,  $h_{\min}$  – minimum of bearing interspace thickness.

Pierwszy ze wskaźników ( $I_1$ ) charakteryzuje całą szczelinę smarową i opisany będzie ilorazem objętości rowka  $V_r$  do objętości całej szczeliny  $V_c$ .

$$I_1 = \frac{V_r}{V_c} \quad (1)$$

Zatem dla trójkątnego kształtu rowka i skoku linii śrubowej  $H$ :

$$V_r = \frac{s \cdot g}{2} \cdot \left( \sqrt{(2\pi r)^2 + H^2} \right) \cdot \frac{b}{H} \quad (2)$$

$$V_c = \Pi(R^2 - r^2) \cdot b \quad (3)$$

$$I_1 = \frac{\left( \sqrt{(2\Pi r)^2 + H^2} \right) \cdot s \cdot g}{2\Pi \cdot H \cdot (R^2 - r^2)} \quad (4)$$

Drugi ze wskaźników ( $I_2$ ) charakteryzuje dokładniej szczelinę smarową w miejscu jej najmniejszej wysokości. Rozważany będzie w płaszczyźnie prostopadłej do osi x (**Rys. 1**) przechodzącej przez szczelinę w miejscu jej najmniejszej wysokości. Opisany będzie ilorazem pola przekroju poprzecznego rowków do pola prostokąta o bokach równych szerokości łożyska  $b$  i minimalnej wysokości szczeliny smarowej. Zatem dla trójkątnego kształtu rowka:

$$I_2 = \frac{\frac{s \cdot g}{2} \cdot \frac{b}{H}}{h_{\min} \cdot b} = \frac{s \cdot g}{2 \cdot H \cdot h_{\min}} \quad (5)$$

Oba wskaźniki zostaną zestawione z trzecim ( $I_3$ ) wskazującym jaki ubytek nośności łożyska powoduje śrubowy rowek na czopie. Matematycznie będzie to iloraz nośności łożyska z rowkiem na czopie ( $W_r$ ) i nośności łożyska z czopem gładkim ( $W_g$ ).

$$I_3 = \frac{W_r}{W_g} \quad (6)$$

Obliczenia zostały przeprowadzone przy założeniu adiabatycznego przepływu oleju [**L. 8**] w łożysku oraz przy następujących parametrach charakteryzujących olej i szczelinę smarową:

- gęstość oleju  $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$ ,
- promień czopa  $r = 31,6 \text{ mm}$ ,
- promień panwi  $R = 31,7275 \text{ mm}$ ,
- szerokość łożyska  $b = 63 \text{ mm}$ ,
- skok linii śrubowej rowka  $H = 42 \text{ mm}$
- ciepło właściwe oleju  $c = 2000 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ ,

- współczynnik przewodności cieplnej oleju  $k = 0,145 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,
- prędkość czopa  $\omega r = 0,64 \text{ m/s}$ .

Na podstawie danych eksperymentalnych utworzono zależność lepkości dynamicznej oleju od temperatury:

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

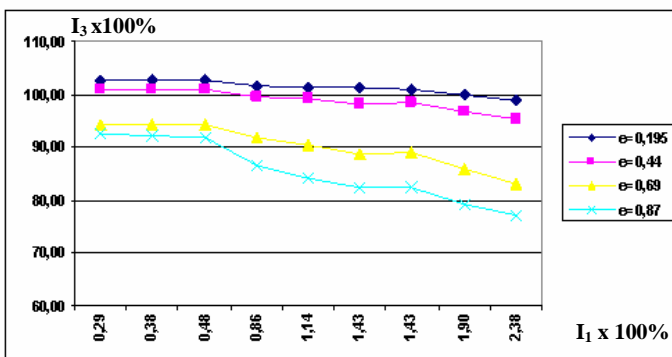
Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku własnej konstrukcji [L. 8] przy następującej geometrii łożyska:

- promień czopa  $r = 30,44 \text{ mm}$ ,
- promień panwi  $R = 30,595 \text{ m}$ ,
- szerokość łożyska  $b = 47 \text{ mm}$ ,
- skok linii śrubowej rowka  $H = 30 \text{ mm}$ ,
- prędkość czopa  $\omega r = 0,76 \text{ m/s}$ .

Parametry oleju były takie same, jak przyjęto do symulacji komputerowych.

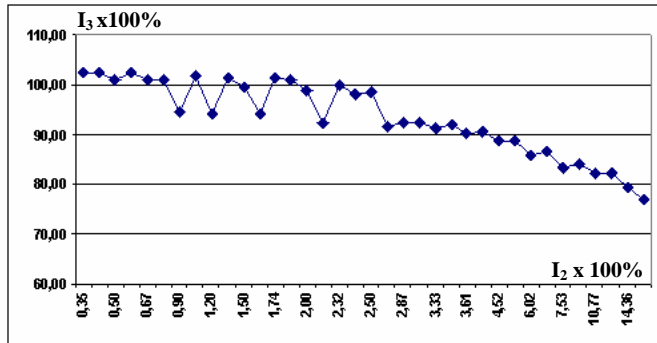
## WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki obliczeń wskaźników  $I_1$  oraz  $I_2$  zestawione ze wskaźnikiem  $I_3$  (obrazującym zmniejszanie nośności) wyznaczonym na podstawie symulacji komputerowych przedstawiono na **Rys. 2 i 3**.



**Rys. 2.** Nośność łożyska ( $I_3$ ) w zależności od objętości względnej rowka na czopie ( $I_1$ )

**Fig. 2.** The influence of groove volume ( $I_1$ ) on bearing load carrying capacity ( $I_3$ )



**Rys. 3.** Nośność łożyska ( $I_3$ ) w zależności od względnego pola przekroju rowka na czopie ( $I_2$ )

Fig. 3. The influence of journal groove cross section area ( $I_2$ ) on load carrying capacity ( $I_3$ )

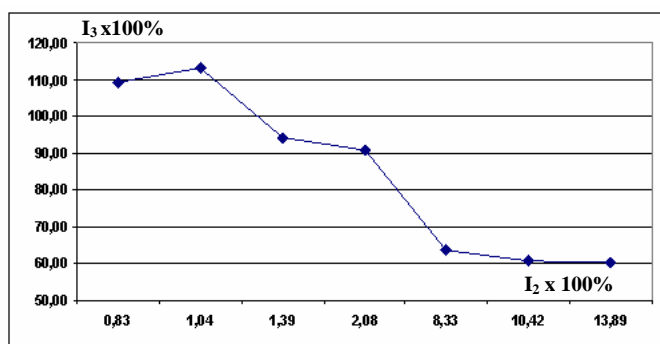
Analiza przedstawionych na **Rysunkach 2 i 3** wyników badań wskazuje, że oba wskaźniki są zadowalająco skorelowane ze zmianami nośności i mogą być pomocne w wyznaczaniu wymiarów rowka. W prowadzonych rozważaniach przyjęto założenie, że za istotne uważane będzie zmniejszenie nośności wynoszące 10% w relacji do łożyska z gładkim czopem. W przypadku pierwszego z kryteriów ( $I_1$ ) do wartości względnej objętości rowka ok. 0,5% nośność łożyska z rowkiem na czopie wynosi powyżej 90% nośności łożyska klasycznego. Jednak wskaźnik ten musi być analizowany oddzielnie dla każdej z rozpatrywanych mimośrodowości względnych.

Bardziej uniwersalny wydaje się być drugi z rozpatrywanych wskaźników. Przedstawione na **Rys. 3** wyniki badań dotyczą czterech mimośrodowości względnych. Analiza przedstawionych na wykresie wyników wskazuje, że w przypadku zastosowania tego kryterium zmniejszanie nośności zaczyna się od wartości ok. 2,5%.

Wyniki badań eksperymentalnych przedstawiono na **Rys. 4**. Na wykresie przedstawiono wyniki dla wskaźnika  $I_2$  z racji jego większej uniwersalności.

Analiza przedstawionych na **Rys. 4** wyników badań wskazuje, że badania eksperymentalne potwierdzają zależności uzyskane na drodze symulacji komputerowych. Po przekroczeniu przez wskaźnik  $I_2$  wartości 2% uwidacznia się znaczące zmniejszanie nośności łożyska spowodowane rowkiem na czopie. Badania eksperymentalne uwidaczniają większe zmniejszanie nośności spowodowane modyfikacją czopa niż symulacje komputerowe. Jest to efekt przyjęcia pewnych uproszczeń (np. adiaba-

tyczny przepływ) podczas symulacji komputerowych. Zwraca ponadto uwagę fakt, że dla określonych wymiarów śrubowego rowka na czopie nośność łożyska z modyfikowanym czopem jest większa od nośności łożyska z czopem gładkim.



**Rys. 4.** Nośność łożyska ( $I_3$ ) w zależności od względnego pola przekroju rowka na czopie ( $I_2$ ) – wyniki badań eksperymentalnych

Fig. 4. The influence of journal groove cross section area ( $I_2$ ) on load carrying capacity ( $I_3$ ) – results of experimental investigations

Uzyskane w wyniku przedstawionych w artykule badań zależności zostaną wykorzystane w dalszych badaniach, które będą zmierzały do wyznaczenia zależności pomiędzy geometrią rowka a odpornością łożyska na niszczące działanie zawartych w oleju zanieczyszczeń.

## WNIOSKI

1. Wyznaczone wskaźniki charakteryzujące szczelinę smarową hydrodynamicznego poprzecznego łożyska ślizgowego (względna objętość rowka oraz względne pole przekroju poprzecznego rowka) mogą być wykorzystane do określenia wpływu geometrii rowka na nośność.
2. Przeprowadzone wstępne badania wskazują, że w przypadku, gdy objętość rowka na czopie nie będzie przekraczała 0,5% objętości całej szczeliny smarowej, to zmniejszenie nośności łożyska spowodowane rowkiem nie powinno przekroczyć 10%.
3. Uzyskane wstępne wyniki wskazują ponadto, że gdy pole przekroju poprzecznego rowków nie będzie przekraczało 2% pola przekroju szczeliny smarowej w miejscu jej najmniejszej wysokości, to zmniejszenie nośności łożyska spowodowane rowkiem również nie powinno przekroczyć 10%.



4. Uzyskane zależności należy traktować jako wstępne i wymagające jeszcze potwierdzenia dodatkowymi badaniami.

## LITERATURA

1. Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych. MCNEMT, Radom 1991/92.
2. Dobrowolski L.: Badanie zanieczyszczeń wybranych olejów. Sprawozdanie z prac realizowanych przez firmę BBT (praca niepublikowana), Rzeszów 2004 (20).
3. Glacier Industrial Bearings.: Samosmarne łożyska ślizgowe. *Mechanik* nr 5–6, 401, 2001.
4. Król M.: Badania wpływu mikrogeometrii na obciążalność poprzecznych łożysk ślizgowych. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn*, nr 1(73), 15–25, 1988.
5. Lubas J.: Wpływ zmodyfikowanej warstwy wierzchniej czopa na warunki tarcia w łożysku ślizgowym. *Problemy Eksploatacji* nr 3, 163–171, 2000.
6. Nosal S.: Procesy powstawania zanieczyszczeń (cząstek stałych), [w:] Podstawy modelowania niezawodności materiałów eksploatacyjnych. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1999.
7. Materiały wewnętrzne firmy BBT, Rzeszów 2004.
8. Sęp J.: Właściwości filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Monografia habilitacyjna. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
9. 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, 1090–1095, 2001.
10. Szczerek M., Wiśniewski M.: *Tribologia i Tribotechnika*. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
11. Watanabe K., Hashizume K., Kumada Y., Ozasa T., Noda T., Masuda Y.: A study of microgrooved bearing performance by using numerical analysis. *Society of Automotive Engineers*, 756–762, 2000.
12. Wierzcholski K.: A new concept of the changes of memory capacity of fluid dynamics HDD micro-bearings. *Tribologia*, vol. 4 (220), 267–273, 2008.
13. Wierzcholski K., Miszczak A.: Capacity enhancement in HDD conical micro-bearings. *Tribologia*, vol. 4 (226), 251–258, 2009.
14. Zwierzycki W.: *Oleje, paliwa i smary dla motoryzacji i przemysłu*. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.

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

## Summary

Investigations concerning the influence of a helical groove on the load carrying capacity of hydrodynamic plain bearing are presented in the paper. Two indicators were developed as a result of investigations. The first indicator is a quotient of groove volume and bearing interspace volume. It has been stated that, if the value of this indicator does not exceed 0.5% the load carrying capacity of the grooved bearing is above 90% that of classical bearing. The second indicator is a quotient of the groove's cross-section area and bearing interspace cross-section area in the place of minimum bearing interspace thickness. It has been stated, that if the value of this indicator does not exceed 2% load carrying capacity, the decrease in load capacity of the grooved bearing is less than 10% in relation to a bearing with smooth journal. The above mentioned dependencies are initial and should be studied in additional investigations.