

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ŁOŻYSKOWYCH

Łódź, 15-16 maja 1997 r.

Bogdan Warda
Politechnika Łódzka, Zakład GW i RT IKM

WPLYW LUZU PROMIENIOWEGO NA TRWAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWĄ PROMIENIOWEGO ŁOŻYSKA WALCOWEGO

SŁOWA KLUCZOWE

trwałość zmęczeniowa, łożysko toczne, promieniowe łożysko walcowe, luz promieniowy

STRESZCZENIE

W pracy omówiono wpływ luzu promieniowego na trwałość zmęczeniową promieniowego łożyska walcowego. Trwałość łożyska obliczono na drodze numerycznej, zarówno przy pomocy konwencjonalnego modelu, opartego na hipotezie zawsze ograniczonej trwałości, jak i nowego, zakładającego istnienie granicy wytrzymałości zmęczeniowej. Przeanalizowano kilkanaście różnych przypadków luzu promieniowego. Obliczenia wykonano przyjmując, że dla tworzących wałeczków zastosowano korekcję logarytmiczną modyfikowaną.

WPROWADZENIE

Nośność dynamiczna łożyska, w oparciu o którą można obliczyć jego przewidywaną trwałość w zadanych warunkach pracy, jest wyznaczana przy następujących założeniach:

- luz w łożysku jest równy zero
- zachowana jest równoległość osi pierścieni łożyska
- pierścień wewnętrzny łożyska obraca się względem obciążenia
- obciążenie łożyska jest stałe i dla łożysk promieniowych promieniowe, a dla wzdłużnych osiowe.

Rzeczywiste warunki pracy łożyska zazwyczaj odbiegają od ustalonych w definicji nośności dynamicznej, w związku z czym przy obliczaniu trwałości według metod katalogowych należy posłużyć się obciążeniem zastępczym. Obciążenie zastępcze P jest obciążeniem, które odpowiada warunkom określania nośności, a na trwałość łożyska wpływa w sposób równoważny z obciążeniem rzeczywistym. Obciążenie zastępcze łożyska w funkcji obciąże-

nia promieniowego (F_r) lub osiowego (F_a) można wyznaczyć z zależności wyprowadzonych przez Lundberga i Palmgrena [1, 2]:

$$P = \left\{ \left[\frac{C \cdot J_r(0,5) \cdot J_1}{C_1 \cdot J_1(0,5) \cdot J_r} \right]^{pe} + \left[\frac{C \cdot J_r(0,5) \cdot J_2}{C_2 \cdot J_2(0,5) \cdot J_r} \right]^{pe} \right\}^{1/pe} F_r \quad (1)$$

$$P = \left\{ \left[\frac{C \cdot J_1}{C_1 \cdot J_1(0,5)} \right]^{pe} + \left[\frac{C \cdot J_2}{C_2 \cdot J_2(0,5)} \right]^{pe} \right\}^{1/pe} \frac{J_r(0,5)}{J_a \cdot \operatorname{tg} \alpha} F_a, \quad (2)$$

gdzie C , C_1 i C_2 są odpowiednio nośnościami dynamicznymi łożyska oraz jego pierścieni, J_1 , J_2 , J_r i J_a całkami Sjövalła, zaś α kątem działania łożyska. W oparciu o wzory (1) i (2) sformułowano przybliżoną zależność określającą obciążenie zastępcze:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a. \quad (3)$$

Podawane w katalogach współczynniki obciążenia promieniowego (X) i osiowego (Y) nie pozwalają jednak na uwzględnienie wpływu luzu promieniowego na obciążenie zastępcze, a przez to na trwałość łożyska. Wpływ luzu na trwałość można ocenić posługując się zależnościami (1) i (2). Jednakże zależności te nie ujmują wpływu wewnętrznej geometrii łożyska, np. korekcyjnych części tocznych lub bieżni, na rozkłady obciążenia na poszczególne części toczne w łożysku, bowiem wyprowadzono je dla styku punktowego lub liniowego. Nie można też, posługując się nimi, obliczyć trwałości łożyska przy założeniu istnienia granicy wytrzymałości zmęczeniowej, czyli według modelu powszechnie już stosowanego przez produkuje firmy łożyskowe, jako że sformułowano je w oparciu o hipotezę zawsze ograniczonej trwałości. W takich przypadkach jedynym sposobem pozwalającym określić wpływ luzu, a także wielu innych czynników, na trwałość łożyska jest przeprowadzenie obliczeń na drodze numerycznej, przy pomocy odpowiedniego programu komputerowego.

OBLICZANIE TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ ŁOŻYSKA

W niniejszej pracy, na przykładzie promieniowego łożyska walcowego, przedstawiono wpływ luzu promieniowego na trwałość zmęczeniową łożyska. Obliczenia trwałości przeprowadzono zarówno przy pomocy modelu Lundberga i Palmgrena [1, 2], opartego na hipotezie zawsze ograniczonej trwałości materiału łożyska, jak i nowego, zakładającego istnienie granicy wytrzymałości zmęczeniowej. Zastosowana metoda obliczania trwałości umożliwia korzystanie z obu modeli, a jednocześnie rozpatruje lokalne zmiany naprężeń podpowierzchniowych w styku części tocznej z bieżnią, pozwalając tym samym uwzględnić np. korekcyjną tworzących wałeczka. W prezentowanej metodzie prawdopodobieństwo trwałości φ elementarnego fragmentu pierścienia łożyska spełnia następującą zależność:

$$\ln \frac{1}{d\varphi} = A \cdot N^e \cdot r_{bx} \left(\sigma_{x\psi}^2 - \sigma_g^2 \right)^{c/2} H_{x\psi} \cdot Z_{x\psi}^{1-h} \cdot dx \cdot d\psi. \quad (4)$$

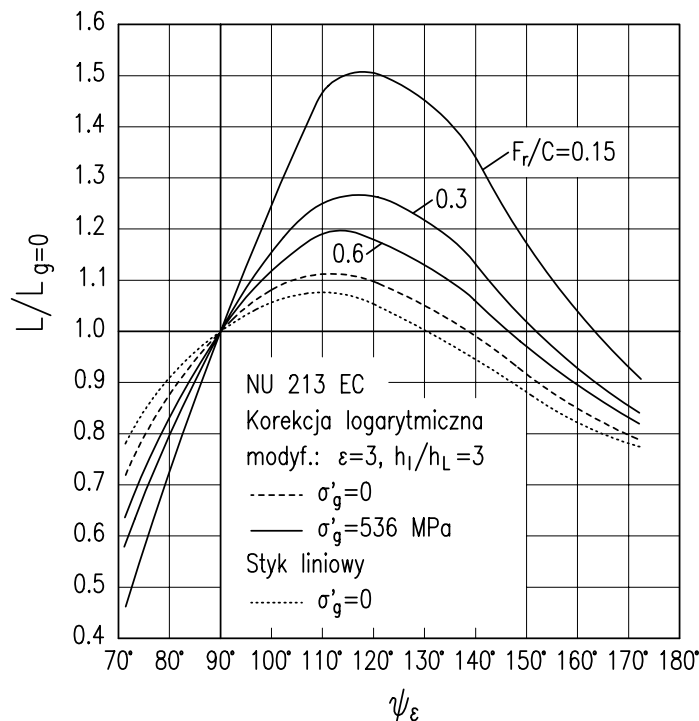
W równaniu tym $\sigma_{x\psi}$ jest maksymalnym zastępczym naprężeniem podpowierzchniowym wyznaczonym według hipotezy Hubera, Misesa i Henckego, lokalnym dla danej współrzędnej x wzdłuż linii styku wałeczka z bieżnią i kąta ψ mierzonych po obwodzie łożyska. $Z_{x\psi}$ jest głą-

głębokością występowania tego naprężenia, a σ'_g granicznym naprężeniem, poniżej którego nie występują zmęczeniowe uszkodzenia materiału. Pozostałe występujące w nim wielkości, to: stała materiałowa A , liczba cykli obciążenia N oraz promień lokalny bieżni r_{bx} . $H_{x\psi}$ jest funkcją skokową, która dla $\sigma_{x\psi} - \sigma'_g \geq 0$ jest równa jedności, zaś dla $\sigma_{x\psi} - \sigma'_g < 0$ jest równa zero. Dla przypadku $\sigma'_g = 0$, czyli zawsze ograniczonej trwałości łożyska, opisywana metoda jest w pełni kompatybilna z metodą Lundberga i Palmgrena, bowiem wartości wykładników e , c i h pozostają takie, jak w cytowanej metodzie. Więcej informacji o metodzie obliczania trwałości oraz zastosowanym programie komputerowym zawiera praca [3].

WYNIKI OBLICZEŃ

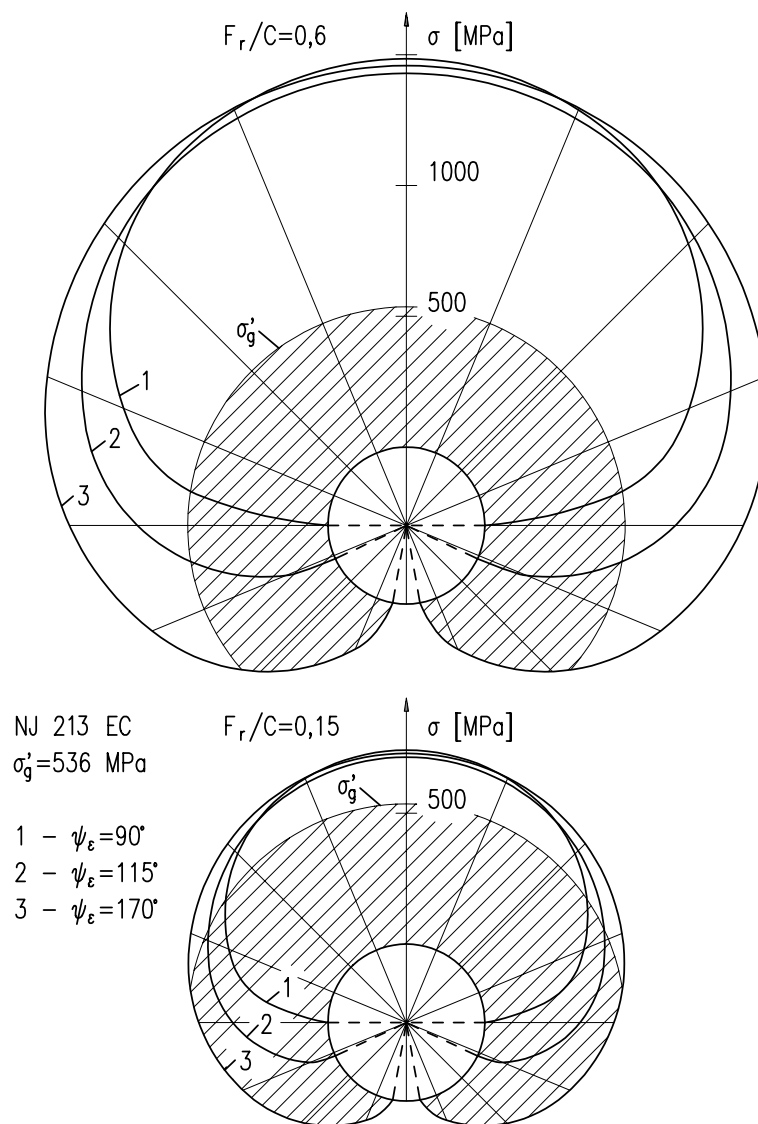
Obliczenia trwałości zmęczeniowej przeprowadzono dla łożyska NU 213 EC, dla obciążeń promieniowych $F_r/C = 0,15, 0,3$ i $0,6$ i luzów promieniowych, którym odpowiada kąt określający wielkość strefy wałeczków przenoszących obciążenie z zakresu: $\psi_\varepsilon = 70^\circ \div 180^\circ$. Przyjęto, że dla tworzących wałeczków zastosowano korekcję logarytmiczną modyfikowaną o następujących parametrach: względna strzałka korekcji $h_1/h_L = 3$, wykładnik funkcji podlogarytmicznej $\varepsilon = 3$ [4]. Wartość naprężenia granicznego dla obliczeń według zasady nieograniczonej trwałości wynosiła $\sigma'_g = 536 \text{ MPa}$. Dodatkowo założono, że łożysko pracuje w najkorzystniejszych warunkach czystości i smarowania.

Na rysunku 1, w funkcji kąta ψ_ε , przedstawiono charakterystyki zmian trwałości łożyska w odniesieniu do trwałości dla luzu promieniowego równego zero. Linia kreskową zaznaczono krzywą dla przypadku zawsze ograniczonej trwałości i wałeczków z logarytmiczną korekcją tworzących.



Rys. 1. Iloraz trwałości łożyska i trwałości dla zerowego luzu promieniowego w funkcji kąta ψ_ε . Przebieg tej krzywej jest zbliżony do kształtu charakterystyki otrzymanej dla teoretycznego styku liniowego, pokazanej na rysunku linią kropkową (identyczną krzywą można uzyskać

przeprowadzając obliczenia według wzorów (1) i (2)), i podobnie jak on nie zależy od obciążenia łożyska. Jak wynika z rysunku, trwałość łożyska wałeczkowego jest największa dla kątów rozkładu obciążenia z zakresu $90^\circ \leq \psi_\varepsilon \leq 140^\circ$, czyli wtedy, gdy łożysko pracuje z pewnym wciskiem. Największy przyrost trwałości w stosunku do trwałości dla zerowego luzu promieniowego ($L/L_{g=0} \approx 1,1$) można osiągnąć dla kąta $\psi_\varepsilon = 110^\circ \div 115^\circ$. Podobne wyniki - dla obliczeń według konwencjonalnego modelu trwałości zmęczeniowej - można znaleźć w literaturze [5]. Przyczyny tego zjawiska wyjaśnia rysunek 2, prezentujący wartości maksymalnych naprężeń podpowierzchniowych dla poszczególnych części tocznych w łożysku. Jak widać, dla kąta $\psi_\varepsilon = 115^\circ$ liczba wałeczków poddanych obciążeniu jest co prawda większa niż dla kąta równego 90° , lecz za to takiemu rozkładowi odpowiadają mniejsze wartości naprężeń podpowierzchniowych dla najbardziej obciążonych wałeczków, to jest dla tych, które decydują o trwałości łożyska. Dla kątów większych od 115° wzrastają zarówno wartości naprężeń, jak i liczba obciążonych wałeczków, czego skutkiem jest spadek trwałości.



Rys. 2. Maksymalne naprężenia podpowierzchniowe dla poszczególnych części tocznych w łożysku
Krzywe otrzymane, przy założeniu istnienia granicy wytrzymałości zmęczeniowej, mają kształt podobny do charakterystyki uzyskanej z obliczeń według hipotezy zawsze ogra-

niczonoj trwałości, jednakże zmiany trwałości względem trwałości przy luzie $g = 0$ są zależne od obciążenia łożyska. Im większe jest obciążenie, tym przyrost trwałości jest mniejszy, ale zawsze jest on większy niż dla przypadku $\sigma'_g = 0$. Dla obciążenia $F_r = 0,6 C$ przyrost wynosi około 1,2 raza, zaś dla $F_r = 0,15 C$ jest już 1,5-krotny. Jednocześnie im mniejsze jest obciążenie, tym szerszy jest zakres wartości kątów ψ_ε , w którym trwałość łożyska jest większa niż przy luzie dodatnim. Punkt występowania maksimum trwałości ulega jednak tylko niewielkiemu przesunięciu. W dalszym ciągu największą trwałość uzyskuje się dla kąta rozkładu obciążenia $\psi_\varepsilon \approx 115^\circ$.

PODSUMOWANIE

Już z teorii trwałości łożysk tocznych opracowanej przez Lundberga i Palmgrena wynikało, że największą trwałość osiągają łożyska pracujące z pewnym zaciskiem. Obliczenia przeprowadzone według nowego modelu przewidywania trwałości zmęczeniowej, opartego na hipotezie nieograniczonej trwałości, wskazują na jeszcze większy wzrost trwałości przy ujemnych luzach promieniowych w porównaniu z trwałością dla luzu równego zero. Większy jest też zakres wcisków, w którym trwałość łożyska jest większa od trwałości dla $g = 0$. Dotyczy to szczególnie łożysk przenoszących niewielkie obciążenia, a więc takich, których trwałość jest według nowej teorii wielokrotnie większa od trwałości wyznaczonej w oparciu o model Lundberga i Palmgrena. Natomiast wartość kąta rozkładu obciążenia, której odpowiada maksimum trwałości, jest dla obliczeń według obu modeli praktycznie taka sama.

Przedstawione wyniki analiz teoretycznych w zasadzie potwierdzają znany z praktyki inżynierskiej fakt, że łożyska toczne najlepiej pracują przy luzach promieniowych bliskich zero, bądź też przy niewielkich luzach ujemnych. Jednak spostrzeżenia dotyczące wielkości przyrostu trwałości wymagają jeszcze weryfikacji doświadczalnej.

LITERATURA

1. Lundberg G., Palmgren A.: Dynamic capacity of rolling bearings. Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series, Royal Swedish Academy of Eng. Sciences, Vol. 1, No. 3, 7, (1947).
2. Lundberg G., Palmgren A.: Dynamic capacity of roller bearings. Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series, Royal Swedish Academy of Eng. Sciences, Vol. 2, No. 4, (1952).
3. Warda B.: Metoda obliczania trwałości zmęczeniowej promieniowego łożyska walcowego oparta na hipotezie trwałej wytrzymałości. Zeszyty Naukowe PŁ, nr 765, Mechanika z. 85 (1996) (Mat. XXI Jesiennej Szkoły Tribologicznej, Łódź - Arturówek 9-12 września 1996), s. 161-168.
4. Krzemiński-Freda H.: The logarithmic correction optimization of roller generators in roller bearings. Tribologia Nr 3, (1992), s. 56-62.
5. Krzemiński-Freda H.: Łożyska toczne. PWN, Warszawa 1989.

THE INFLUENCE OF THE RADIAL INTERNAL CLEARANCE ON THE FATIGUE LIFE OF THE RADIAL CYLINDRICAL ROLLER BEARING

Summary

In the paper the influence of the radial internal clearance on the fatigue life of the radial cylindrical roller bearing was discussed. The fatigue life of the bearing was calculated according to the Lundberg and Palmgren model, in which the fatigue life of the rolling contact was always limited, as well as according to the new model, based on the unlimited fatigue life theory. Several cases of radial internal clearance were analysed. Calculations were carried out for the radial cylindrical roller bearing with modified logarithmic corrected rollers.

Recenzent: prof. dr inż. Zbigniew Lawrowski