

PROBLEMY NIEKONWENCJONALNYCH UKŁADÓW ŁOŻYSKOWYCH
Łódź, 12 – 14 maja 1999 r.

Jan Burcan
Krzysztof Siczek
Politechnika Łódzka

**ZMIANA WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH ŁOŻYSK ŚLIZGO-
WYCH ROZRUSZNIKA PO PRZEPROWADZENIU NAPRAWY**

SŁOWA KLUCZOWE:

rozzrusznik, naprawa łożysk, naciski powierzchniowe, przekoszenie czopa

STRESZCZENIE

W pracy przedstawiono zmiany wybranych parametrów (np. luzu promieniowego), charakteryzujących warunki pracy naprawianych łożysk rozzrusznika, po kolejnych naprawach łożysk. Kolejne wymiany panewek powodują zmniejszenie nacisków powierzchniowych między panewką i pokrywą, oraz zwiększenie luzów promieniowych w łożysku. Największe naciski powierzchniowe występują w przypadku przekoszenia czopa względem panewki w rejonie krawędzi panewki.

Praca układu łożyskowego rozzrusznika odbywa się w sposób przerywany. Obciążenie czopów wirnika pochodzi od stałej siły ciężkości wirnika ($G = 13.83 \text{ N}$) i sił szczotkotrzymaczy ($S=16.86 \text{ N}$) oddziałujących na komutator oraz od zmiennej siły międzyzębnej (do 600 N) wynikającej z oddziaływań zębniaka, na uzębienie koła zamachowego silnika. Również ulegają zmianie ($0 - 1.5 \text{ m/s}$) prędkości poślizgu czopów wirnika względem panewek, podyktowanej cyklem roboczym rozzrusznika pracującego w trybie start - stop. Uśredniona temperatura panewek wirnika nie przekracza 353 K . Wartości lokalnej temperatury w panewce, szczególnie w obszarze jej współpracy z przekoszonym czopem mogą umożliwiać mięknięcie materiału. Współpraca czopa z panewką przebiega w warunkach tarcia mieszanego. Oszacowanie wartości współczynnika oporów ruchu w łożyskach rozzrusznika jest możliwe jedynie na drodze eksperymentalnej.

Podczas naprawy łożysk ślizgowych rozzrusznika, panewki zostają wymienione na nowe. Każda naprawa prowadzi do zmiany wartości wcisku i nacisków powierzchniowych między panewką oraz pokrywą łożyskową oraz do zmiany wartości luzu promieniowego między czopem wirnika, a otworem panewki. Do oszacowania wpływu kolejnych napraw na

zmiany tych wielkości, dla różnych skojarzeń średnic czopów, panewek i otworów pokryw łożyskowych przyjęto szereg założeń upraszczających.

Założono płaski stan odkształceń w panewce. Przyjęto, że materiał panewki ulega w skali makro odkształceniom sprężystym, a materiał pokrywy może ulegać odkształceniom sprężystym i plastycznym. W przypadku obu materiałów założono możliwość plastycznego odkształcenia nierówności powierzchni.

Wartość siły międzyzębnej F działającej na wirnik wyznacza się ze wzoru (1).

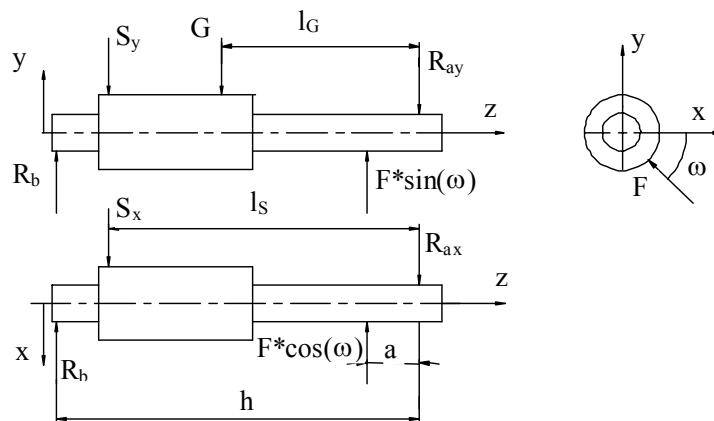
$$F = \frac{2 \cdot M_o}{d} = \frac{2 \cdot M_o}{z \cdot m} \quad (1)$$

gdzie: M_o - moment obrotowy działający na wirnik, $z = 9$ - liczba zębów zębniaka, $m = 1.954$ [mm] - moduł zębniaka.

Wartość reakcji R_A w przednim łożysku rozrusznika wyznacza się z zależności (2).

$$R_A = \sqrt{\left(\frac{F \cdot \sin(\omega) \cdot (h - a) - G \cdot l_G - S_y \cdot l_S}{h}\right)^2 + \left(\frac{F \cdot \cos(\omega) \cdot (h - a) - S_x \cdot l_S}{h}\right)^2} \quad (2)$$

gdzie odpowiednie siły składowe $F, G, S_x = S_y = S$ i współrzędne a, l_G, l_S, ω zamieszczono na rysunku 1



Rys. 1. Model obciążenia wirnika rozrusznika

Wymaganą wartość nacisków powierzchniowych między panewką a pokrywą, niezbędną do przeniesienia tarciem obciążeń działających w przednim łożysku rozrusznika, przy założeniu równoległości osi czopa i otworu panewki oraz, że występują wyłącznie obciążenia działające w płaszczyznach prostopadłych do osi panewki, wyznacza zależność (3).

$$p \geq \frac{2 \cdot k \cdot \mu_A \cdot R_A \cdot r_1}{\pi \cdot \mu_A \cdot d^2 \cdot l_1} \quad (3)$$

gdzie: $k = 2$ - współczynnik nadwyżki dynamicznej, $r_1 = 5$ [mm] - promień nominalny otworu panewki, $\mu_A = 0.015$ - współczynnik tarcia między panewką a czopem oraz między panewką a pokrywą, $d = 14$ [mm] - nominalna średnica zewnętrzna panewki, $l_1 = 14$ [mm] - nominalna długość panewki.

Wartość nacisków powierzchniowych panujących między panewką i pokrywą po wciśnięciu panewki szacuje się ze znanych zależności dla połączeń wciskowych, zamieszczonych w dostępnej literaturze, np. [1].

Wartości parametrów geometrycznych i materiałowych analizowanych czopów, panewek i pokryw łożyskowych przedstawiają się następująco:

- wartości średnicy otworu pokrywy mieszczą się w zakresie (13.95 - 13.977) [mm],
- wartości zewnętrznej średnicy panewki mieszczą się w zakresie (14.004 - 14.024) [mm],
- wartości wewnętrznej średnicy panewki mieszczą się w zakresie (10.05 - 10.07) [mm],
- wartości średnicy czopa wirnika mieszczą się w zakresie (9.985 - 10.0) [mm],
- zewnętrzna średnica obliczeniowa pokrywy wynosi 22 [mm],
- zmiana średnicy otworu pokrywy wskutek ścięć i odkształceń plastycznych wierzchołków powierzchni po wprasowaniu i wyprasowaniu panewki wynosi 3.2 [μm],
- dla materiału pokrywy liczba Poissona wynosi 0.3, moduł Younga 70000 [MPa], granica plastyczności 150 [MPa],
- dla materiału panewki liczba Poissona wynosi 0.35, a moduł Younga 105000 [MPa], granica plastyczności 290 [MPa],
- dla materiału czopa liczba Poissona wynosi 0.3, a moduł Younga 210000 [MPa].

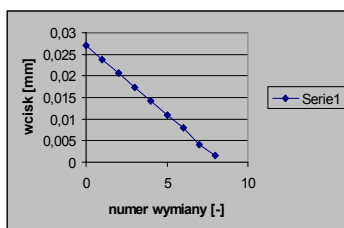
Wyznaczanie zmiany średnicy wewnętrznej d_1 panewki po wciśnięciu w otwór pokrywy łożyskowej umożliwia wzór (4) [1]

$$\Delta d_1 = d_1 \cdot \frac{2 \cdot p}{E_1} \cdot \frac{\Delta_1^2}{1 - \Delta_1^2} \quad (4)$$

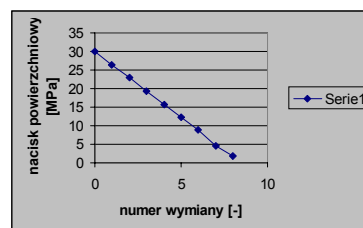
gdzie: p - nacisk powierzchniowy między panewką a pokrywą, E_1 - moduł Younga materiału panewki, Δ_1 - współczynnik wydrążenia panewki.

Wartości minimalnego wcisku między panewką, a pokrywą, nacisku powierzchniowego między panewką, a pokrywą oraz maksymalnego względnego luzu promieniowego między czopem a otworem panewki w funkcji liczby wymian panewek w łożysku zamieszczono na rysunkach 2 - 13.

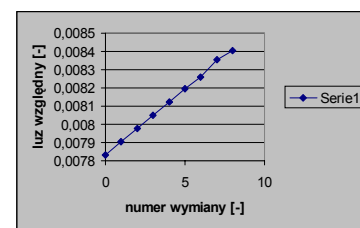
Przypadek skojarzenia: minimalna średnica zewnętrzna panewki, maksymalna średnica otworu pokrywy:



Rys. 2. Wcisk w funkcji liczby wymian panewek

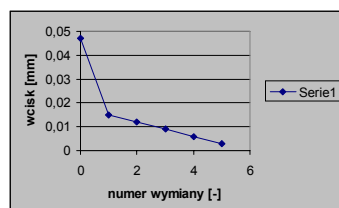


Rys. 3. Nacisk powierzchniowy w funkcji liczby wymian panewek

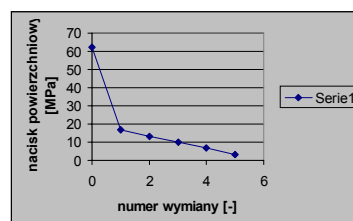


Rys. 4. Luz względny w funkcji liczby wymian panewek

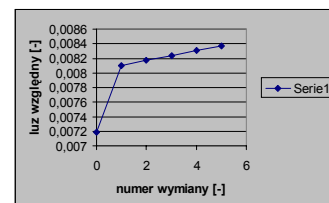
Przypadek skojarzenia: maksymalna średnica zewnętrzna panewki, maksymalna średnica otworu pokrywy:



Rys. 5. Wcisk w funkcji liczby wymian panewek

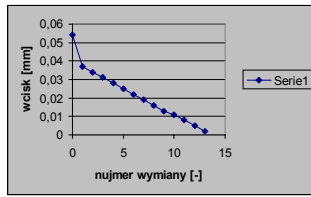


Rys. 6. Nacisk powierzchniowy w funkcji liczby wymian panewek

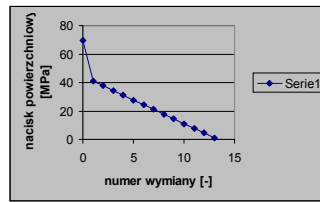


Rys. 7. Luz względny w funkcji liczby wymian panewek

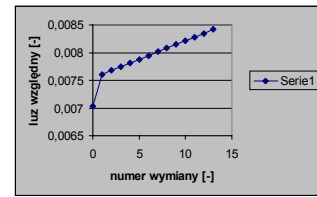
Przypadek skojarzenia: minimalna średnica zewnętrzna panewki, minimalna średnica otworu pokrywy:



Rys. 8. Wcisk w funkcji liczby wymian panewek

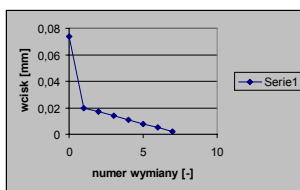


Rys. 9. Nacisk powierzchniowy w funkcji liczby wymian panewek

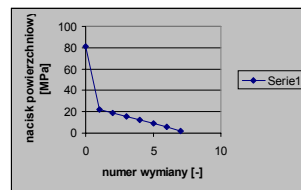


Rys. 10. Luz względny w funkcji liczby wymian panewek

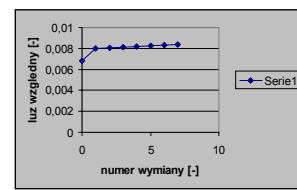
Przypadek skojarzenia: maksymalna średnica zewnętrzna panewki, minimalna średnica otworu pokrywy:



Rys. 11. Wcisk w funkcji liczby wymian panewek

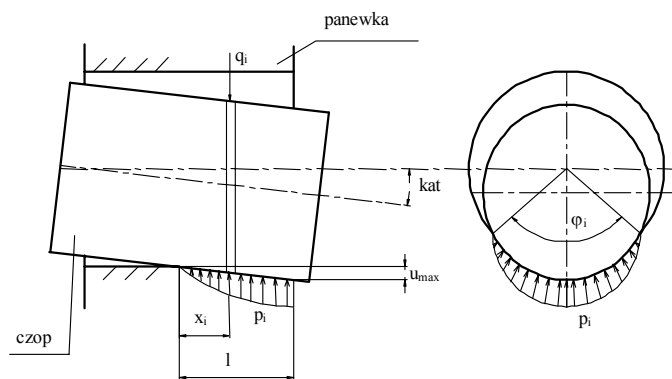


Rys. 12. Nacisk powierzchniowy w funkcji liczby wymian panewek



Rys. 13. Luz względny w funkcji liczby wymian panewek

W uproszczonych obliczeniach łożysk ślizgowych, z reguły zakłada się równoległość czopów i panewek. W rzeczywistości, wskutek istniejących luzów w łożysku oraz postępującego zużycia łożysk, obciążenie wirnika układem sił powoduje powstanie przekoszeń czopów wirnika względem panewek łożyska. Powstałe lokalne naciski powierzchniowe są z reguły większe od nacisków obliczonych przy założonej równoległości czopów i panewek. Przeprowadzono analizę wartości i rozkładu nacisków powierzchniowych w łożysku rozrusznika w warunkach przekoszenia, w celu porównania maksymalnych i uśrednionych wartości nacisków z obliczonymi, przy założonej równoległości czopa i panewki oraz ustalenia miejsca występowania maksymalnych nacisków powierzchniowych w warunkach przekoszenia. Założono występowanie odkształceń sprężystych czopa i panewki w łożysku oraz położenie osi czopa i panewki w jednej płaszczyźnie. Model współpracy czopa z otworem panewki w łożysku przedstawiono na rysunku 14.



Rys. 14. Model nacisków powierzchniowych między czopem i panewką w warunkach przekoszenia

Długość l linii styku czopa z panewką wyznaczono z zależności (5) i (6)

$$l = \left[\frac{R}{\frac{E_1 \cdot \left(r_p - \frac{r_c}{\cos(kat)} \right)}{1+n} \cdot \pi \cdot \left(\frac{\text{tg}(kat)}{0.022} \right)^{1.4} \cdot \frac{1.4}{4.8}} \right]^{\frac{1.4}{3.4}} \quad (5), \quad n = \frac{E_1}{E_2} \quad (6)$$

gdzie: $r_p = 5$ [mm]- promień otworu panewki, r_c - promień czopa, $E_1 = 210000$ [MPa]- moduł Younga materiału czopa, $E_2 = 105000$ [MPa]- moduł Younga materiału panewki.

Przemieszczenia czopa względem panewki w płaszczyźnie czołowej wyznaczono z przyjętych zależności (7a) i (7b)

$$u_i = x_i \cdot \frac{\text{tg}(kat)}{2} \quad (7a), \quad u_{max} = l \cdot \frac{\text{tg}(kat)}{2} \quad (7b)$$

Kąty styku φ_i czopa z panewką dla współrzędnej x_i na osi panewki w łożysku wyznaczono z zależności (8) i aproksymacyjnej zależności (9)

$$b_i = \text{tg}\left(\frac{\varphi_i}{2}\right) \quad (8), \quad b_i = \left(\frac{u_i}{0.011}\right)^{\frac{1}{1.4}} \quad (9)$$

Jednostkowe obciążenie liniowe q_i działające na panewkę w obszarze między współrzędnymi x_i oraz x_{i+1} na osi panewki wyznaczono z zależności (10) [3]

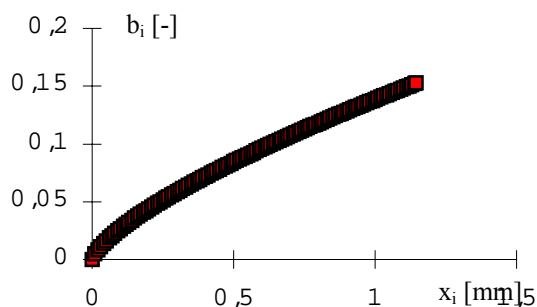
$$q_i = \frac{E_1 \cdot \left(r_p - \frac{r_c}{\cos(kat)} \right)}{1+n} \cdot \pi \cdot b_i^2 \quad (10)$$

Maksymalne naciski p_i działające na panewkę wyznaczono z zależności (11) [3]

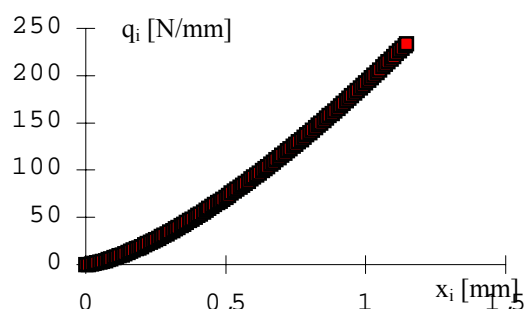
$$p_i = \frac{q_i}{r_p} \cdot \left[\frac{2 \cdot b_i}{\pi \cdot \sqrt{b_i^2 + 1}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot b_i^2 \cdot (1 + b_i^2)} \cdot \ln \left(\frac{\sqrt{b_i^2 + 1} + b_i}{\sqrt{b_i^2 + 1} - b_i} \right) \right] \quad (11)$$

Do przykładowych obliczeń przyjęto $R = 78$ [N], $kat = 0.0014$ [rd]

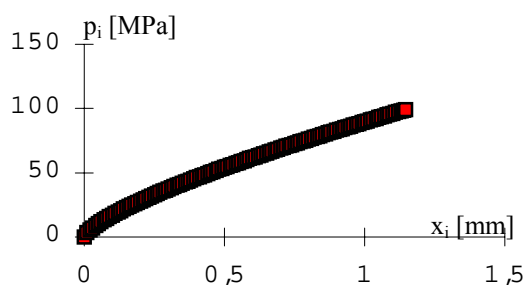
Wykres uzyskanych zależności tangensa półkąta styku czopa z panewką b_i w funkcji współrzędnej x_i zamieszczono na rysunku 15. Wykres zależności jednostkowego obciążenia liniowego q_i w funkcji współrzędnej x_i zamieszczono na rysunku 16. Wykres zależności nacisku powierzchniowego p_i w funkcji współrzędnej x_i zamieszczono na rysunku 17. Wykres zależności nacisku powierzchniowego p_i w funkcji współrzędnej kątowej φ_i zamieszczono na rysunku 18.



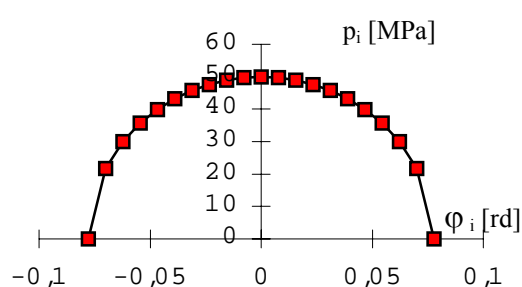
Rys. 15. Zależność tangensa półkąta styku czopa z panewką b_i [-] w funkcji współrzędnej x_i [mm]



Rys. 16. Zależność jednostkowego obciążenia liniowego q_i [N/mm] w funkcji współrzędnej x_i [mm]



Rys. 17. Zależność nacisku powierzchniowego p_i [MPa] w funkcji współrzędnej x_i [mm]



Rys. 18. Zależność nacisku powierzchniowego p_i [MPa] w funkcji współrzędnej kątowej φ_i [rd]

Średnie wartości oszacowanych nacisków powierzchniowych między panewką, a przekoszonym względem niej czopem, dla przyjętej geometrii i obciążenia łożyska wynoszą 90.2 [MPa], a maksymalne 100 [MPa]. Obliczeniowe wartości - wyznaczone dla warunków równoległości czopa i panewki szacowanych średnich nacisków powierzchniowych między czopem i panewką są rzędu 17.5 [MPa]. Występujące spiętrzenie jest powodem pękania, podczas eksploatacji, panewek. Podczas napraw rozruszników prowadzonych w stacji naprawczej obserwowano liczne przypadki pęknięć, przykładowo dla samochodów marki ŻUK - 30%, STAR - 70%, FIAT126p - 30% ogólnej liczby naprawianych dla danej marki pojazdu łożysk [2].

WNIOSKI

1. Kolejne wymiany panewek wskutek odkształceń i ścinaniu nierówności materiału panewek i pokryw łożyskowych powodują zmniejszenie wartości wcisków między panewką a pokrywą łożyskową, co w następstwie powoduje zmniejszanie nacisków powierzchniowych między panewką i pokrywą, oraz zwiększenie luzów promieniowych w łożysku.
2. Największe naciski powierzchniowe występują w przypadku przekoszenia czopa względem panewki w rejonie krawędzi panewki. Obliczone średnie wartości nacisków w warunkach przekoszenia są o 10% mniejsze od wartości maksymalnych i prawie sześciokrotnie większe od średnich wartości nacisków powierzchniowych, obliczonych przy założeniu równoległości czopa i panewki.

LITERATURA

- [1] Krukowski A, Tutaj J.: Połączenia odkształceniowe, PWN, Warszawa, 1987,
- [2]. Burcan J., Siczek K.: Badanie wpływu warunków eksploatacyjnych na trwałość ponaprawczą łożysk, na przykładzie układu łożyskowego rozrusznika, sprawozdanie z projektu badawczego 7T07B00211, Politechnika Łódzka, 1998, Łódź,
- [3]. Lin S., Hills D. A., Nowell D.: Stresses in a flat plate due to a loose pin pressing against a cracked hole, J. Strain Analysis, 1997, 32 (2), 145 - 156.

THE WORK CONDITIONS FOR A REPAIRED BEARING IN AN ENGINE STARTER

ABSTRACT

The paper presents the changes of selected parameters, e.g. radial clearance characteristic for the work conditions of a bearing after successive repairs. The successive changes of bushes cause the decrease in the value of contact stresses and the increase in the value of radial clearance in the bearing. There maximum values of contact stresses occur when the axis of shaft neck and the axis of bearing bush are non - parallel.

Recenzent: Mieczysław Korzyński