

Eugeniusz MAZANEK^{*}, Marek KRYNKE^{}**

USZKODZENIA BIEŻNI ŁOŻYSK WIEŃCOWYCH

THE DAMAGE OF THE RACES OF LARGE BEARINGS

Słowa kluczowe:

maszyny robocze ciężkie, łożyska wieńcowe, przyczyny zużycia bieżni

Key words:

heavy duty machines, large bearings, raceway damage causes

Streszczenie

W artykule przedstawiono niektóre postacie uszkodzeń bieżni łożysk wieńcowych i wskazano ich przyczyny. Szczególną uwagę zwrócono na bieżnie łożysk kulkowych jednorzędowych o styku czteropunktowym. Analizie poddano zmiany kąta działania w łożysku kulkowym, uwzględniając podatność pierścieni łożyskowych na zginanie i skręcanie. Badania symulacyjne przeprowadzono, stosując metodę elementów skończonych.

^{*} Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa, tel. (34) 325-06-29, e-mail: mazanek@imipkm.pcz.pl.

^{**} Instytut Inżynierii Produkcji, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 19 B, 42-200 Częstochowa, tel. (34) 325-03-67, e-mail: krynke@zim.pcz.pl.

Otrzymano identyfikację zmian kąta działania poszczególnych kulek wzdłuż obwodu bieżni i jednocześnie rozkład obciążenia przypadającego na poszczególne kulki. Uwzględniono graniczne obciążenia siłą osiową i momentem wyrotnym.

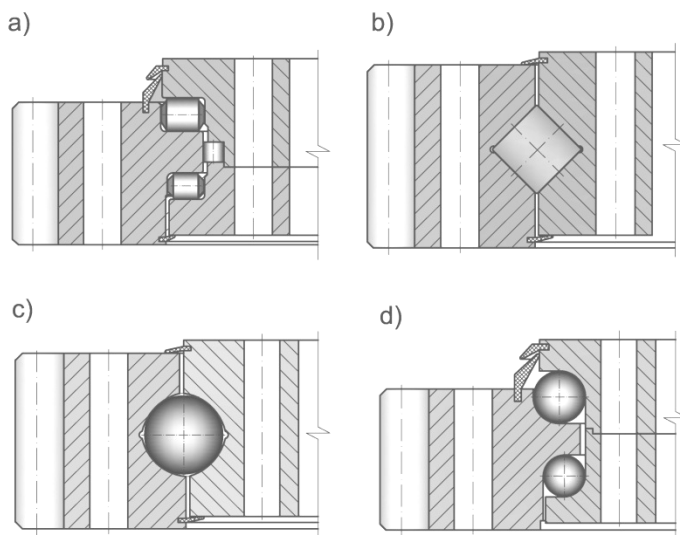
Wykazano, że kąty działania niektórych elementów tocznych znacznie się zwiększają. Może to spowodować zniszczenie bieżni poprzez rozwalcowanie krawędzi pierścienia łożyska. Zaproponowano sposoby uniknięcia przedwczesnych uszkodzeń bieżni już na etapie projektowania i doboru łożysk wieńcowych.

WPROWADZENIE

Wielkogabarytowe łożyska toczne wieńcowe są stosowane głównie w mechanizmach obrotu maszyn roboczych ciężkich, np. w koparkach, żurawiach przeładunkowych, budowlanych, samojezdnych, w wiertniach geologicznych, w antenach radarowych itd.

Umożliwiają one uzyskanie wysokoobciążalnych sztywnych łożyskowań o małym zapotrzebowaniu miejsca przy stosunkowo dużej średnicy otworu. Ze względu na specyficzny charakter pracy łożysk wieńcowych – powolne ruchy obrotowe lub oscylacyjne – łożyska te oblicza się głównie na nośność statyczną uwarunkowaną maksymalnym dopuszczalnym naprężeniem w strefie kontaktu najbardziej obciążonego elementu tocznego [**L. 1, 2, 3**]. Nośność statyczna jest najważniejszym parametrem techniczno-eksploatacyjnym łożysk wieńcowych. Parametr ten stanowi podstawę wyboru rodzaju łożyska. Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych łożysk wieńcowych. Niektóre z nich pokazano na **Rys. 1**.

W łożyskach wałeczkowych trzyrzędowych (**Rys. 1a**) siła promieniowa przenoszona jest przez boczny rząd wałeczków, w pozostałych łożyskach wszystkie trzy składowe obciążenia zewnętrznego – siła osiowa, siła promieniowa i moment wyrotny – przenoszone są przez te same części toczne.



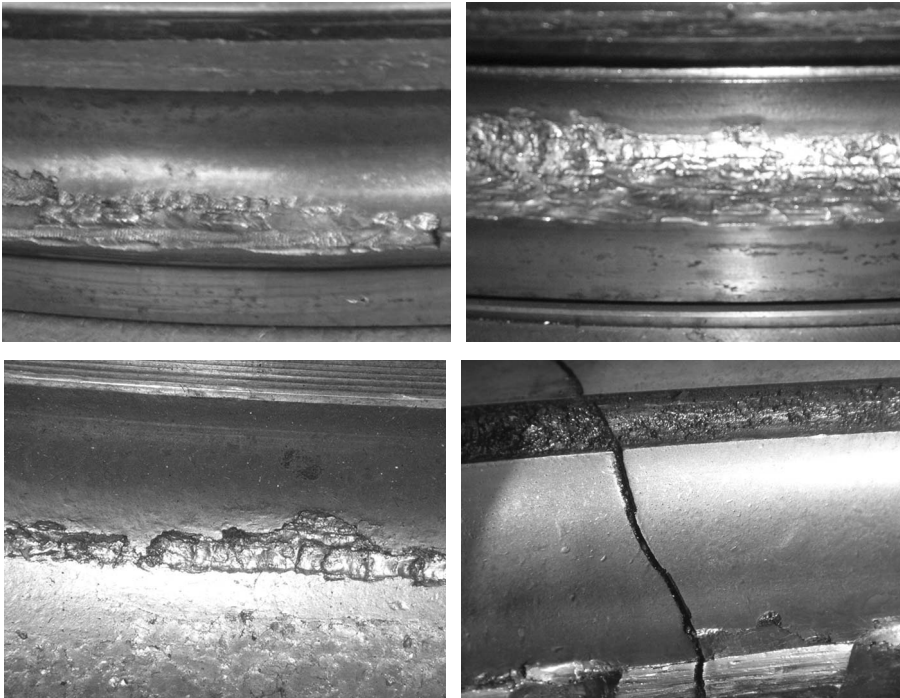
Rys. 1. Podstawowe rodzaje łożysk wieńcowych: a) wałeczkowe trzyrzędowe, b) wałeczkowe jednorzędowe krzyżowe, c) kulkowe jednorzędowe, d) kulkowe dwurzędowe

Fig. 1. Basic type of large bearings: a) triple-row roller, b) single-row cross roller, c) single-row ball, d) double-row ball

USZKODZENIA BIEŻNI

Podczas pracy łożyska tocznego występuje cykliczne obciążenie bieżni na skutek przetaczania się elementów tocznych. Ze względu na bardzo małe prędkości obrotowe łożysk wieńcowych następujące stopniowe zużycie bieżni (najczęściej przez łuszczenie) lub sporadycznie pojawiające się wykruszenia pittingowe nie wpływają przez długi okres na płynność i dokładność ruchu. Dlatego przy projektowaniu i obliczaniu łożysk wieńcowych wprowadzono oprócz trwałości L , określanej jako liczba przetoczeń do wystąpienia pierwszych uszkodzeń (pittingu), także pojęcie trwałości użytkowej L_u , określającej liczbę przetoczeń, po której zużycie bieżni staje się tak duże, że powoduje gwałtowny wzrost momentu oporu ruchu łożyska, przy którym dalsza praca jest niebezpieczna. Na trwałość użytkową L_u wpływa wiele parametrów, np. liczba elementów tocznych w łożysku, liczba przewidywanych całkowitych obrotów nadwozia przy pełnym obciążeniu, stan obróbki cieplnej bieżni itd. Przyjmuje się, że trwałość użytkowa łożysk wieńcowych z bieżniami hartowanymi powinna wynosić co najmniej $L_u = 5 \cdot 10^6$ przetoczeń. Stwierdzono również, że przy identycznych obciążeniach trwałość użytkowa łożyska

z bieżniami nieutwardzonymi będzie około 2-krotnie większa niż z bieżniami hartowanymi powierzchniowo i może wynosić nawet $L_u = (10 \div 12) \cdot 10^6$ przetoczeń [L. 3]. Tłumaczy się to w ten sposób, że w przypadku bieżni nieutwardzonych powierzchnia umacnia się na skutek zgniotu wywołanego przez przetaczające się elementy toczne. Powstające na skutek zmęczenia powierzchniowego wżery są systematycznie zawalcowywane, co zabezpiecza przed powstawaniem większych wykruszeń w warstwach powierzchniowych. Natomiast łożyska wieńcowe, których bieżnie są hartowane powierzchniowo, wykazują mniejszą trwałość użytkową. Rezultatem tego jest konieczność wymiany łożyska wkrótce po wystąpieniu pierwszych oznak pittingu, lecz nie na skutek typowych uszkodzeń pittingowych (które ze względu na wolnobieżność łożysk wieńcowych mają drugorzędne znaczenie), a na skutek rozprzestrzeniających się bardzo szybko dużych wykruszeń warstwy zahartowanej na długich odcinkach bieżni. Przykłady uszkodzeń bieżni na dużych powierzchniach pokazano na **Rys. 2**.

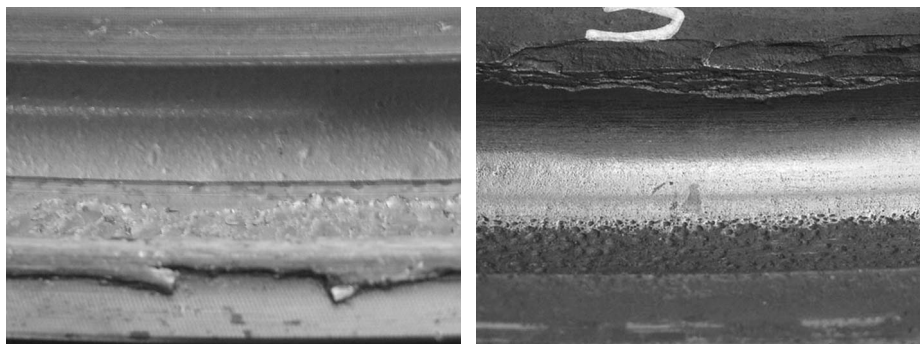


Rys. 2. Uszkodzenia dużych fragmentów bieżni i pęknięcie pierścienia łożyska

Fig. 2. Large fragments of raceway damage and bearing ring crack

Główną przyczyną takich zjawisk jest przeciążenie części tocznych. Może ono być spowodowane nadmiernym obciążeniem zewnętrznym podczas eksploatacji maszyny. Może też wynikać z nadmiernego luzu w łożysku, co zmniejsza liczbę części tocznych biorących udział w przenoszeniu obciążenia i powoduje wzrost sił obciążających niektóre elementy toczne. Często przyczyną tego typu uszkodzeń łożyska jest posiadanie go na zbyt podatnych konstrukcjach wsporczych. Na skutek ich nierównomiernych deformacji powstają na obwodzie bieżni tzw. „twarde punkty”, w których może występować znaczne przekroczenie obciążeń dopuszczalnych. Inną przyczyną uszkodzeń bieżni może być zbyt mała grubość warstwy zahartowanej, co powoduje, że strefa maksymalnego wyężenia bieżni sięga poza warstwę zahartowaną, jej grubość powinna kilkakrotnie przekraczać odległość punktu Bielajewa od powierzchni bieżni łożyska. Może to prowadzić do pęknięć warstwy zahartowanej. Zagadnienia powyższe szerzej omówiono w pracach [L. 1, 2, 3].

Jeszcze inną postać uszkodzeń bieżni można spotkać w łożyskach kulkowych jednorzędowych o rozmiarach małych i średnich (średnica toczna do 2500 mm), które zwykle mają hartowane bieżnie. Często występuje tu rozwalcowanie bieżni lub raczej zniszczenie krawędzi bieżni. Przykład takiego rozwalcowania krawędzi bieżni pokazano na **Rys. 3**.

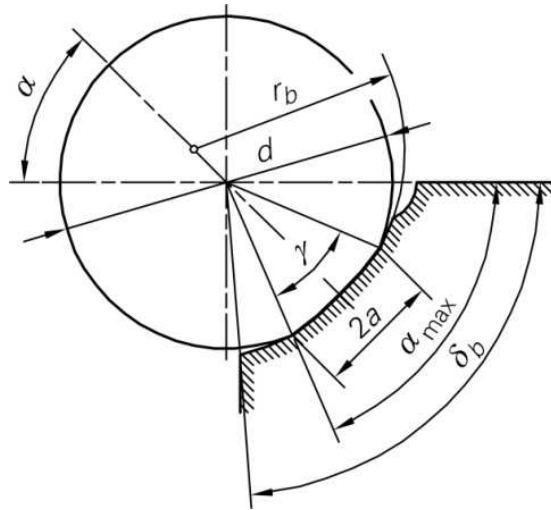


Rys. 3. Rozwalcowanie i wykruszenie krawędzi bieżni łożyska wieńcowego kulowego

Fig. 3. Large ball bearing raceway edges rolling and spalling

Przyczyną tego typu zużycia bieżni jest wzrost wartości kąta działania łożyska wywołany obciążeniem, deformacją pierścieni łożyskowych na skutek ich zginania i skręcania, a także w wyniku powiększonego luzu

w łożysku, co powoduje doprowadzenie pola styku kulki z bieżnią do krawędzi bieżni [L. 4, 5, 6]. Na Rys. 4. przedstawiono schematycznie podstawowe parametry strefy styku kulki z bieżnią.



Rys. 4. Rozmiary strefy styku kulki z bieżnią łożyska wieńcowego kulkowego

Fig. 4. Size of contact zone between ball and raceway in large ball bearing

Z uwagi na duże wartości współczynnika przylegania kulki do bieżni k_p (jest on ilorazem promienia kulki r i promienia profilu zaokrąglenia bieżni r_b , najczęściej $k_p = 0,96$) oraz duże obciążenia kulek znaczny jest również rozmiar strefy styku kulki z bieżnią łożyska (duża oś elipsy styku $2a$). To powoduje, że duży jest również nośny kąt profilu bieżni γ . Z uwagi na poprawność konstrukcji łożyska najważniejszą wielkością jest w tym przypadku maksymalny kąt czynnego profilu bieżni oznaczony na Rys. 4. jako α_{max}

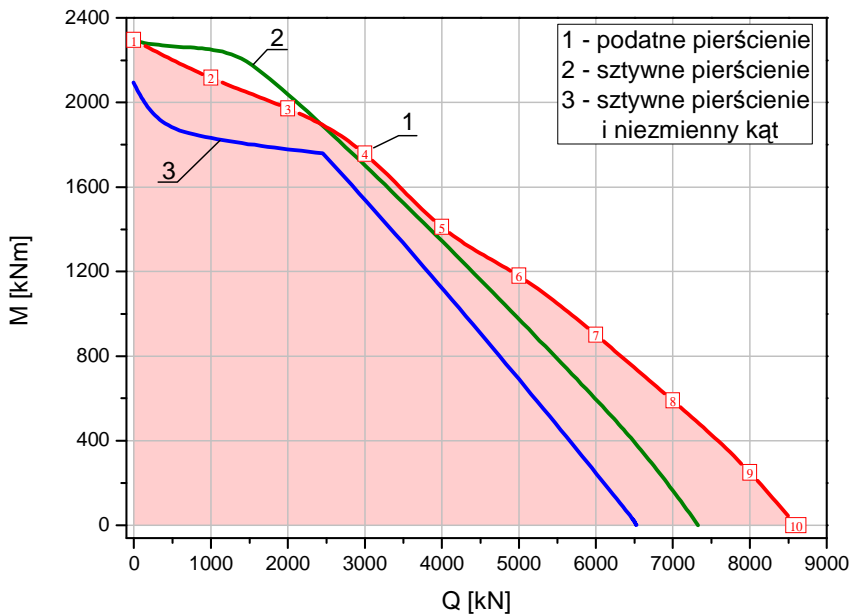
$$a_{max} = a^* + \frac{\gamma}{2} \cong a^* + \frac{2a}{d} \quad (1)$$

gdzie a^* jest rzeczywistym kątem działania łożyska, d jest średnicą kulki.

Kąt profilu bieżni δ powinien spełniać warunek $\delta > \alpha_{max}$, inaczej podczas maksymalnego obciążenia kulki może dojść do współpracy kulki z krawędzią bieżni, a zatem do rozwalcowania krawędzi bieżni.

ZMIANY KĄTA DZIAŁANIA W ŁOŻYSKU KULKOWYM Z PODATNYMI PIĘŚCIENIAMI

Identyfikację zmian kąta działania i obciążenia poszczególnych kulek w łożysku z podatnymi pierścieniami przeprowadzono na przykładzie katalogowego łożyska kulkowego jednorzędowego z 86 kulkami o średnicy $d = 40$ mm rozmieszczonymi na średnicy tocznej $d_t = 1400$ mm [L. 8]. Współczynnik przylegania kulki do bieżni wynosił $k_p = 0,96$, a twardość bieżni 54 HRC. Nominalny kąt działania w tym łożysku wynosi 45° . Wykorzystując opracowane wcześniej metody wyznaczania charakterystyk nośności łożysk wieńcowych oparte o MES [L. 5, 8], sporządzono charakterystyki nośności dla podatnego łożyska wieńcowego, uwzględniając zmianę kąta działania elementów tocznych (Rys. 5).



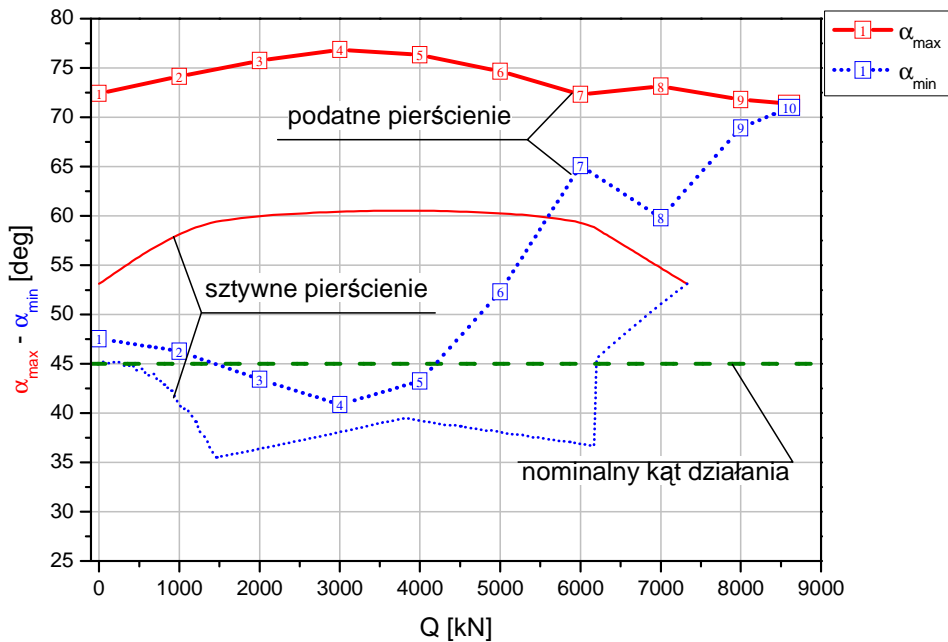
Rys. 5. Charakterystyki nośności łożyska kulkowego jednorzędowego

Fig. 5. Single-row ball bearings capacity characteristics

Na charakterystykę nośności przedstawioną na **Rys. 5** naniesiono również krzywe określające graniczną nośność łożyska przy założeniu idealnej sztywności pierścieni i przy nieuwzględnianiu zmian kątów działania elementów tocznych pod wpływem obciążenia.

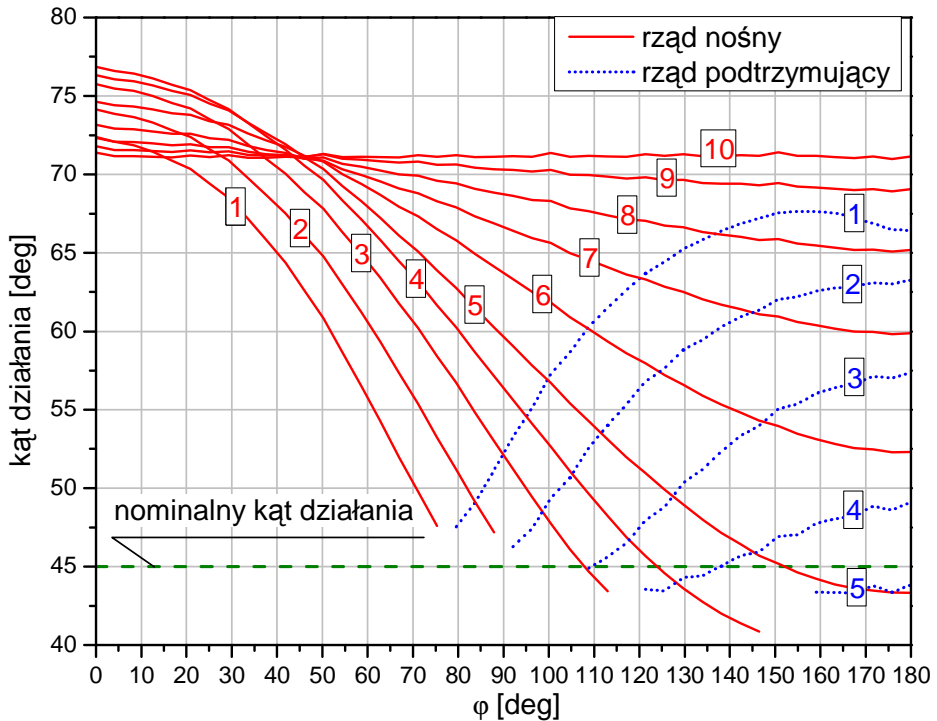
Różnice w nośności pomiędzy łożyskiem, w którym uwzględniono wpływ podatności pierścieni i zmianę kąta działania a łożyskiem o nieodkształcalnych pierścieniach i przy założeniu niezmienności kąta działania są znaczne. Przy dużych obciążeniach momentem wyrotnym różnica ta wynosi około 9%, natomiast dla obciążeń od dużych sił osiowych Q występuje nawet ponad 30% wzrost nośności statycznej łożyska.

Na **Rys. 6** przedstawiono charakter zmian maksymalnych i minimalnych kątów działania w poszczególnych punktach pracy na charakterystyce nośności (punkty 1–10) obliczanego łożyska kulkowego jednorzędowego ze sztywnymi i z podatnymi pierścieniami.



Rys. 6. Minimalne i maksymalne kąty działania elementów tocnych dla poszczególnych punktów pracy na wykresie nośności statycznej

Fig. 6. Minimal and maximal contact angle of rolling elements for individual work points on static capacity graph



Rys. 7. Zmiana kątów działania elementów toczyń w rzędach obliczeniowych łożyska podatnego dla różnych obciążeń siłą Q i momentem M

Fig. 7. Variations of contact angle of rolling elements in susceptible bearing calculation row for different force Q and moment M load

W łożysku z podatnymi pierścieniami obserwuje się znaczny wzrost kątów działania elementów toczyń, sięga on nawet do 25% kątów działania najbardziej obciążonych elementów toczyń w łożysku o nieodkształcalnych pierścieniach. Zwiększanie się kąta działania powoduje wzrost nośności łożyska, ale jednocześnie zbyt duży kąt działania w łożysku kulkowym o styku czteropunktowym może prowadzić do rozwałcowania krawędzi bieżni, tj. doprowadzenia pola styku kulki z bieżnią do krawędzi bieżni. Należy również przewidywać, że zwiększające się luzy w łożysku podczas eksploatacji powodują dodatkowy wzrost kątów działania elementów toczyń, co w skrajnych przypadkach może prowadzić to przyspieszonego zużycia bieżni łożyska. Należy wówczas stosować mniejsze wartości współczynników przylegania kulki do bieżni.

Zjawisko to nie występuje w łożyskach wieńcowych kulkowych dwurzędowych.

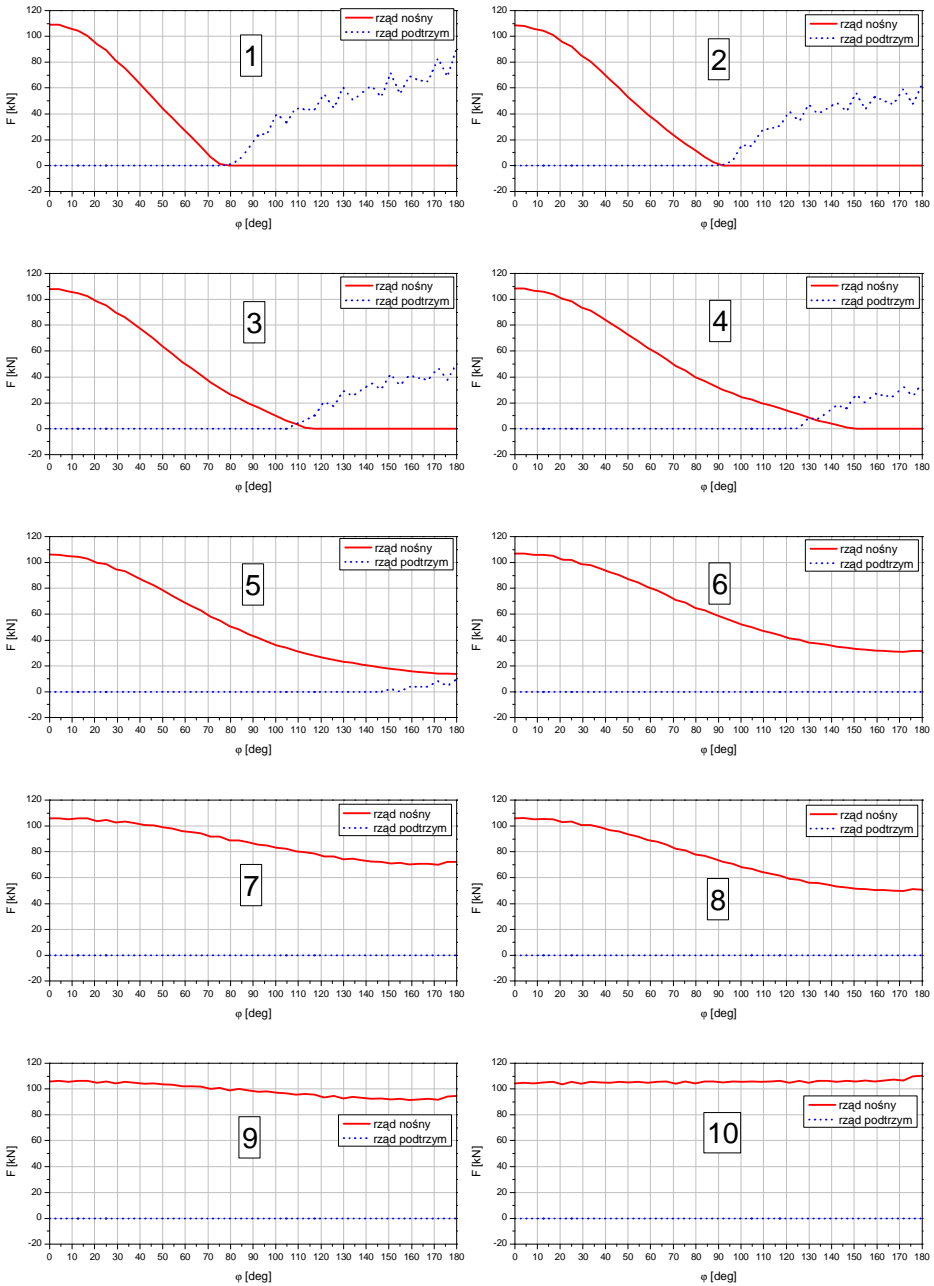
Na **Rys. 7** przedstawiono charakter zmian kąta działania elementów tocnych dla poszczególnych punktów pracy (punkty 1–10) na charakterystyce nośności łożyska podatnego (**Rys. 5**).

Przedstawione wykresy dotyczą łożyska w stanie nominalnym, tzn. przy zerowej wartości luzu osiowego i promieniowego. Krzywe oznaczone cyfrą 1 przedstawiają wartości kątów działania poszczególnych kulek rozmieszczonych wzdłuż obwodu bieżni dla łożyska obciążonego tylko momentem wywrotnym M . Natomiast krzywa numer 10 dotyczy kulek w rzędzie nośnym łożyska obciążonego maksymalną siłą osiową Q . Elementy toczone w rzędzie podtrzymującym pracują w zakresie punktów 1–5. W pozostałych przypadkach, tzn. kiedy łożysko przenosi większe siły osiowe, kulki w rzędzie podtrzymującym nie przenoszą obciążenia. Na **Rys. 8** przedstawiono identyfikację rozkładu obciążenia wewnętrznego, czyli rozkład obciążenia przenoszonego przez poszczególne kulki w łożysku dla oznaczonych wcześniej punktów w pracy (od 1 do 10) na charakterystyce nośności.

W łożysku podatnym rząd podtrzymujący przestaje pracować przy obciążeniu odpowiadającym punktowi pracy numer 6 na charakterystyce nośności (**Rys. 5**), czyli przy współczynniku obciążenia zewnętrznego

$k = \frac{2M}{d_1 Q} \cong 0,34$. Natomiast dla tego samego łożyska, ale przy założeniu, że

pierścienie łożyska są sztywne, rząd podtrzymujący pracuje w zakresie obciążeń zewnętrznych $k = 0 \div 0,12$. Zatem w łożyskach kulowych jednorzędowych o podatnych pierścieniach kulki w rzędzie podtrzymującym przenoszą obciążenie zewnętrzne dopiero przy większych momentach wywrotnych.



Rys. 8. Rozkład obciążenia na poszczególne kulki w rzędach obliczeniowych łożyska kulkowego z podatnymi pierścieniami

Fig. 8. Individual balls load distribution in calculation row of ball bearing with susceptible rings calculation row

PODSUMOWANIE

Omówione postacie zużycia łożysk wieńcowych są odmienne od typowych postaci zużycia łożysk zwykłych. Główną przyczyną zużycia tych łożysk jest najczęściej nadmierne obciążenie części tocznych, spowodowane:

- powiększającym się w czasie eksploatacji luzem łożyskowym i w konsekwencji zmniejszeniem czynnej liczby części tocznych,
- dużą i nierównomierną podatnością konstrukcji wsporczych, a także podatnością na zginanie i skręcanie pierścieni łożyskowych, co prowadzi do znacznego przekroczenia przewidywanego obciążenia części tocznych w tzw. „twardych punktach” na obwodzie łożyska,
- przekroczeniem podczas eksploatacji dopuszczalnego obciążenia zewnętrznego.

Zmiany kątów działania elementów tocznych występują przede wszystkim w łożyskach kulkowych. W łożyskach wałeczkowych trzyczęściowych kąt działania części tocznych jest stały w całym zakresie obciążeń i wynosi 90° , wynika to z konstrukcji łożyska. Kąt działania w łożysku wałeczkowym krzyżowym zmienia się w bardzo wąskim zakresie i nie wpływa istotnie na przebieg charakterystyk nośności. Największe zmiany kątów działania występują w łożyskach kulkowych jednorzędowych o styku czteropunktowym i przy dużym współczynniku przylegania kulki do bieżni. Przeprowadzona analiza tych zmian wykazała, że kąty działania niektórych elementów tocznych podczas granicznych obciążeń łożyska kulkowego zmieniają się nawet o ponad 20° . W przypadku występowania dużych luzów łożyskowych, które powodują dodatkowy wzrost kąta działania, może to doprowadzić do tak dużego przemieszczenia kulki, że pole styku kuli i bieżni obejmuje krawędź pierścienia łożyska. W wyniku tego zjawiska może wystąpić uszkodzenie krawędzi przez jej rozwalcowanie. W łożysku kulkowym dwurzędowym, ze względu na inną geometrię bieżni współpracujących z elementami tocznymi, nie dochodzi do tego zjawiska, stąd łożyska kulkowe dwurzędowe mogą poprawnie pracować przy większych luzach osiowych.

Reasumując, należy stwierdzić, że istnieje konieczność wyjątkowo starannego projektowania i doboru łożysk wieńcowych z uwzględnieniem warunków ich posadowienia. W łożyskach kulkowych należy dokładnie określić kąty rozwartości profilu bieżni. W celu uniknięcia degradacji krawędzi bieżni w uzasadnionych przypadkach należy wybierać łożysko

większe niż wynikałoby to z analizy nośności katalogowej, w sposób szczególny odnosi się do kulkowych łożysk z bieżniami drutowymi, w których kąt rozwarości bieżni jest niewielki.

LITERATURA

1. Mazanek E.: Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe w wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych. Monografie nr 105. Wydawnictwa Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2005.
2. Gibczyńska T., Pytko S.: Łożyska toczne wieńcowe. Wydawnictwo AGH, Kraków 1999.
3. Smolnicki T.: Fizykalne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
4. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Model strefy styku kulki z bieżnią łożyska wieńcowego. Tribologia, rok XXIX, nr 4/1998, s. 453–460.
5. Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Zmiany kąta działania łożyska wieńcowego kulkowego jednorzędowego spowodowane obciążeniem i ich wpływ na nośność łożyska. ZEM, z. 4/1993, s. 433–446.
6. Kania L., Krynke M., Mazanek E.: Analiza przyczyn uszkodzeń bieżni łożysk wieńcowych podczas eksploatacji. XXIII Sympozjon PKM, Rzeszów – Przemysł 2007, T.3, s. 62–71.
7. Rothe Erde – Slewing Bearing, Katalog 2008.
8. Kania L., Krynke M., Mazanek E.: Zmiany kąta działania w podatnym łożysku wieńcowym kulkowym jednorzędowym. XXI Konferencja „Problemy rozwoju maszyn roboczych” Zakopane 2008, s. 211–218.

Recenzent:
Witold PIEKOSZEWSKI

Summary

In this paper, some form of large bearing race damages and their causes are presented. Particular attention was paid to the single row four-point contact ball bearing races. The variations of the contact angle of the ball bearing are analysed, taking into consideration susceptibility to bending and twisting of bearing races. Simulation research was carried out using the finite element method. The identification of the contact angle of each individual ball was

obtained. Limited load from axial force and overturning moment was considered. The results indicate that the contact angle of some rolling elements augment significantly. It may cause the ruin of the race through the rolling of bearing ring edges. Ways are proposed to avoid premature race damages through design and bearing selection.