

Aleksander **KOWAL**

CIEPŁO GENEROWANE W ŁOŻYSKU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ I SPOSOBY JEGO ODBIORU

Streszczenie: W pracy przedstawiono strukturę uszkodzeń przekładni kątowo-walcowych pracujących w zespołach napędowych maszyn ciężkich. Istotny wpływ łożyskowania na awaryjność przekładni zębatej wymagał obliczenia ilości ciepła generowanego w przykładowym łożysku. Pokazano także sposoby chłodzenia łożysk w przekładniach zębatych.

1. WSTĘP

Zwiększenie niezawodności działania układów napędowych można uzyskać przez zwiększenie nośności elementów i zespołów maszyn. Uzyskać to można przez odpowiednie ich ukształtowanie konstrukcyjne i wdrażania nowych rozwiązań. Dotyczy to całych systemów, układów, jak i poszczególnych maszyn. Jednym z szeregowych ogniw systemu są układy napędowe, a jednym z takich elementów, od których zależy niezawodność pracy maszyn, są przekładnie zębate. Przekładnie te, ze względu na proces technologii pracy, np. pracy przy zmiennym obciążeniu, muszą charakteryzować się dużą niezawodnością i trwałością. Na te cechy wpływ ma m. in. nośność zespołów i elementów. Do takich elementów należą m.in. łożyska toczne, które dobierane są zazwyczaj jedynie z warunku na ich nośność, a często pomijane są warunki ich pracy, tj. umiejscowienie w przekładni, a co związane jest ze smarowaniem i chłodzeniem tych łożysk.

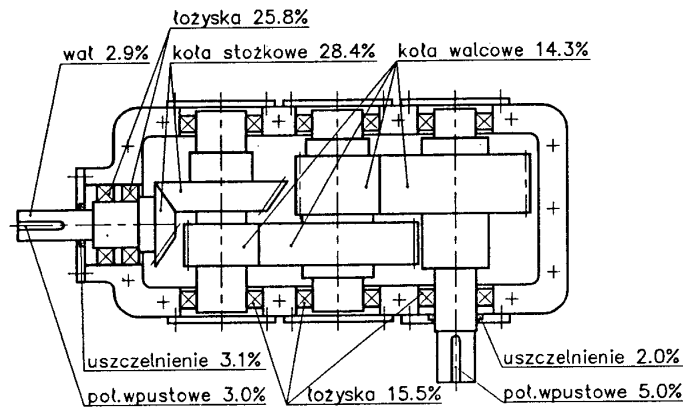
2. AWARYJNOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH W UKŁADACH NAPĘDOWYCH MASZYN

W układach napędowych maszyn do przenoszenia dużych momentów obrotowych stosowane są przekładnie zębate. Przekładnie mają znaczący udział w awariach tych układów. Przekładnie zębate mają określoną sprawność, a straty mocy w zdecydowanej większości zamieniane zostają w ciepło. Przy większych przenoszonych mocach występują niekiedy trudności w odbiorze ciepła z niektórych obszarów przekładni.

Najbardziej narażony na awarie w przekładni kątowo-walcowej jest stopień stożkowy, w których oprócz złożonej geometrii zazębienia i wpływu różnych czynników na trwałość tego stopnia, istotny wpływ na awaryjność ma łożyskowanie wału wejściowego, a szczególnie łożysko zewnętrzne, tj. od strony silnika napędowego (rys. 1).

Z doświadczeń eksploatacyjnych i z badań stanowiskowych wiadomo, że temperatura obudowy tego łożyska jest zazwyczaj najwyższa.

Z danych statystycznych, zebranych w latach 1991 i 1992 w pracy [13], wynika, że udział awarii łożysk jest istotny i wynosi łącznie ok. 41%, a na wale wysięgnikowym stopnia stożkowego, wynosi 25,8 %. Przypuszczać można, że przyczyną tak dużej awaryjności łożysk na wysięgnikowym wale zębniaka stożkowego, jest zbyt wysoka temperatura elementów tocznych.



Rys. 1. Struktura uszkodzeń przekładni kątowo-walcowych pracujących w zespołach napędowych maszyn górniczych [13]

W czasie pracy łożyska tocznego występuje tarcie między elementami tocznymi i bieżniami, są to typowe pary tarciove, a więc miejsca powstawania źródeł ciepła. Część tego wytworzonego ciepła przenika przez pierścień zewnętrzny łożyska do obudowy przekładni, a z obudowy ciepło odbierane jest przez powietrze. Ciepło z bieżni pierścienia wewnętrznego łożyska przenika przez pierścień do wału i w nim się rozprasza.

Zdecydowanie trudniejsze warunki oddawania ciepła mają elementy toczne łożyska. Powierzchnia kontaktu elementów tocznych z bieżniami pierścieni łożyska jest niewielka, stąd przenikanie ciepła z elementów tocznych na pierścienie jest niewystarczające. Ciepło akumuluje się w elementach tocznych i powoduje wzrost ich temperatury. Rozszerzalność cieplna elementów tocznych może powodować kasowanie luzów pomiędzy nimi i bieżniami w pierścieniach, co doprowadzić może do awarii łożyska, a następnie, ze wzrostem oporów ruchu obrotowego, do zniszczenia innych elementów układu napędowego.

Podobnego udziału awaryjności węzłów łożyskowych spodziewać się można w przekładniach obiegowych (planetarnych), a niewątpliwie dominującym pod względem awaryjności są łożyskowania kół obiegowych (satelitów), a przykładem może być zniszczone łożysko pokazane na rysunku 2.



Rys. 2. Obraz zniszczonego łożyska walczkowego ustalającego koło obiegowe w przekładni planetarnej

Na rysunku 2 widoczne są uszkodzenia pierścienia wewnętrznego łożyska walczkowego oraz zniszczenia elementów tocznych. Część elementów tocznych w postaci walczków, pracujących w warunkach niedostatecznego smarowania i chłodzenia, jak widać

na fotografii (rys. 2), została poprzez ciepło wytworzone przez tarcie połączona z bieżnią łożyska, a część elementów tocznych została przepołowiona wzdłużnie. Tego rodzaju zużycia elementów tocznych wymagają dalszych badań trwałościowych łożysk tocznych.

3. CIEPŁO GENEROWANE W ŁOŻYSKU

Standardowa przekładnia zębata jest tak konstruowana, aby średnia temperatura oleju mieściła się w przedziale od 60 do 70 °C [1]. W zależności od zastosowanego oleju i w wyjątkowych przypadkach, dopuszcza się ustaloną temperaturę 90°C. Jest to zazwyczaj temperatura oleju w misce olejowej. Natomiast temperatura w węzłach tarciovych jest niestety odpowiednio wyższa.

Ze względu na silne zmiany własności oleju ze zmianą temperatury, należy dążyć do ograniczenia nadmiernego wzrostu temperatury w węzłach tarciovych. Uzyskuje się to poprzez zwiększenie przepływu oleju, zdecydowanie ponad potrzeby związane z zabezpieczeniem smarowania.

Zasadniczym zadaniem przepływającego oleju przez węzeł tarciovych jest odebranie wytwarzającego się w nim ciepła. Przekładnia pracująca w temperaturze wyższej od przyjmowanej za temperaturę otoczenia i dodatkowo „izolowaną” pyłem osiadającym na obudowie, może mieć średnią temperaturę wyższą nawet o kilkanaście stopni od temperatury oczekiwanej. Wzrost temperatury występuje także w węzłach tarciovych. W tym przypadku, olej o wyższej lepkości, ale i o wyższej temperaturze, nie odbierze oczekiwanej porcji ciepła z węzła tarciovych. Stąd istotne jest przewidywanie i skuteczne przeciwdziałanie nadmiernemu podwyższaniu się temperatury w przekładni zębatej, szczególnie w węzłach łożyskowych.

Ogólnie przyjęło się, że istnieją dwa sposoby chłodzenia przekładni:

- sposób naturalny,
- sposób wymuszony.

W określonych warunkach pracy obydwie te sposoby nie zawsze są optymalne ze względu na to, że sposób naturalnego chłodzenia może być nieskuteczny, a sposób wymuszony jest niepraktyczny z powodu potrzeby stosowania dodatkowej zewnętrznej instalacji chłodzącej, łącznie z jej napędem i chłodnicą. Dlatego wydaje się, że celowym jest konstruowanie przekładni oraz innych maszyn pracujących w trudnych warunkach zewnętrznych z takim zamysłem, aby *minimalizować różnicę temperatur między temperaturą w węźle tarciovych i średnią temperaturą oleju w misce olejowej przekładni zębatej*. Sposób zmniejszania różnicy temperatur poprzez zwiększenie intensywności przepływu ciepła w przekładni, można nazwać chłodzeniem wewnętrznym.

Do oceny ilości wydzielonego ciepła w łożysku posłużono się przykładową przekładnią zębatą ze stopniem stożkowym na wejściu. Wał wejściowy przekładni łożyskowy jest za pomocą łożysk stożkowych. Przekładnia przenosi moc 90 kW, a prędkość obrotowa na wejściu $n = 1500 \text{ min}^{-1}$. Moment obrotowy na stopniu stożkowym wynosi:

$$M_o = 9550 \text{ N/n} = 9550 \cdot 90 / 1500 = 573 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (1)$$

Przyjmując, że średnia średnica zębniaka stożkowego wynosi $d_o = 100 \text{ mm}$, wartość siły obwodowej F_o , składowej siły międzyzębnej wyniesie

$$F_o = 2 M_o / d_o = 2 \cdot 573 / 100 = 11460 \text{ N} \quad (2)$$

Do dalszych szacunkowych obliczeń przyjęto, że siła promieniowa obciążająca łożysko wynosi $F_r = 12000 \text{ N}$, a siła wzdłużna, zależna od przełożenia na stopniu stożkowym, wynosić może $F_a=(\text{od } 0,5 \text{ do } 1,0) F_r$. Obliczenia przeprowadzono dla łożyska stożkowego o numerze 32312 B (wg ISO 5FD). Wymiary łożyska wynoszą: $d = 60 \text{ mm}$, $D = 130 \text{ mm}$.

Moment tarcia w łożysku oblicza się z zależności [4]:

$$M_t = k_1 G_1 (n\eta)^{0,62} \left(\frac{f_l F_r}{K} \right)^{0,3} \quad (3)$$

gdzie: F_r - obciążenie promieniowe w łożysku, N

$$k_1 = 2,56 \cdot 10^{-6},$$

G_1 - współczynnik geometryczny, dla dobranego łożyska $G_1 = 95,9$,

n - prędkość obrotowa, min^{-1} ,

η - współczynnik lepkości dynamicznej oleju w temperaturze pracy łożyska. Zakładana temperatura pracy od 70 do 90°C i przy klasie lepkości oleju wg ISO -150, wartości współczynnika $\eta =$ od 32 do 16 mPa·s (cP),

f_l - współczynnik uwzględniający kombinację obciążenia promieniowego i wzdłużnego $f_l = K F_a / F_r = 1,07 \cdot 0,47 = 0,5$, oraz wybrano średnią wartość z wykresu 1,1 [12].

Tak, więc, $f_l =$ od 0,5 do 1,1.

Podstawiając wartości współczynników do wzoru (3), otrzymuje się wartości momentu tarcia w obciążonym łożysku stożkowym: $M_t =$ od 1,76 do 3,43 N·m.

Ciepło wydzielone w łożysku jest proporcjonalne do momentu tarcia [4]:

$$Q_{dopr} = k_4 n M_t \quad (4)$$

gdzie: Q_{dopr} - wydzielone ciepło w łożysku, W,

n - prędkość obrotowa, min^{-1} ,

M_t - moment tarcia, N·m,

$$k_4 = 0,105.$$

Po podstawieniu otrzymuje się wartości ciepła wydzielonego w łożysku: $Q_{dopr} =$ od 277,2 do 540,2 W.

Temperatura w łożysku ustala się wtedy, gdy w tym samym czasie, ilość ciepła wytwarzanego jest równa ilości ciepła odprowadzanego z łożyska. Dla rozpatrywanego przykładu obliczeniowego przyjęto, że całe wytworzone w łożysku ciepło jest oddawane do przepływającego przez łożysko czynnika chłodzącego, w tym wypadku oleju. Stąd, ciepło odprowadzone z łożyska, obliczyć można z zależności:

$$Q_{odpr} = k_5 V (t_A - t_E) \quad (5)$$

gdzie: Q_{odpr} - odprowadzone ciepło z łożyska, W,

$k_5 = 28$ dla oleju mineralnego,

V - natężenie przepływu oleju przez łożysko, l/min,

t_A - temperatura wyjściowa oleju z łożyska, °C,

t_E - temperatura wejściowa oleju do łożyska, °C.

W wypadku ustalonej pracy rozpatrywanego łożyska, można wyznaczyć potrzebne natężenie przepływu oleju przez łożysko przy oczekiwanej różnicy temperatur pomiędzy wyjściem i wejściem oleju. Natężenie przepływu oblicza się przyrównując zależności (4) i (5). Wtedy otrzymuje się;

$$V = \frac{k_4 n}{k_5 \Delta t} M_t \quad (6)$$

gdzie: $\Delta t = t_A - t_E$.

Podstawiając dwie wartości momentu tarcia oraz różnicę 20°C pomiędzy temperaturami oleju przed i za łożyskiem, otrzymuje się potrzebne wartości natężenia przepływu oleju przez

łożysko, $V =$ od 0,48 do 0,96 l/min, a do smarowania łożyska, w sensie zabezpieczenia przed zatarciem, wystarczy (wg Bajaj Kris K.: Stray mist -a problem with modern oil mist systems? Lubrication engineering, Vol. 47, nr. 9, s.710-712, 1991), 0,5 cm³/min oleju w postaci zawiesiny kropelek oleju o wymiarach $0,5 \div 2 \mu\text{m}$ w 1 m³ powietrza.

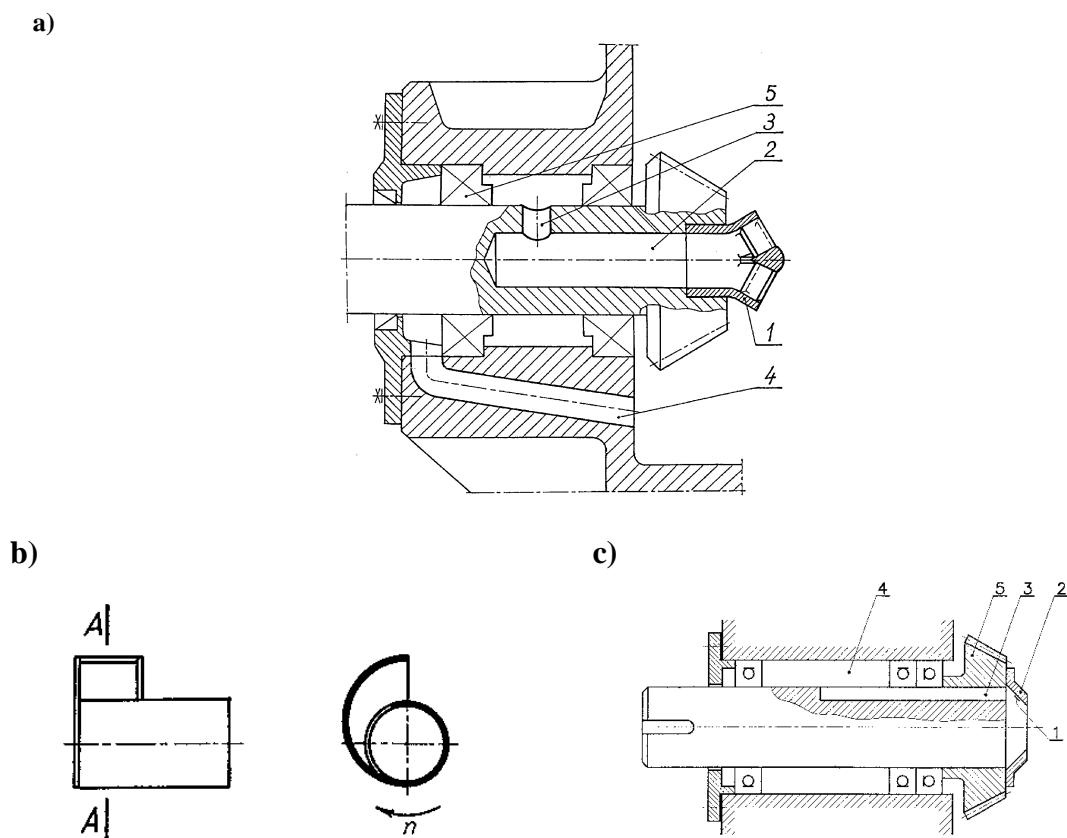
Duża ilość oleju, przez jego mieszanie powoduje dodatkowe wytwarzanie się ciepła w łożysku tocznym, które należy odprowadzić. Ponieważ jednak część wytworzonego w tym łożysku ciepła zostanie odprowadzona bezpośrednio przez obudowę przekładni do otoczenia, to przyjąć można, że obliczone natężenie przepływu będzie wystarczające.

4. SPOSÓB CHŁODZENIA ŁOŻYSKA TOCZNEGO

Prowadzone prace nad problematyką chłodzenia i smarowania nagrzewających się par ciernych w przekładni zębatej mają na celu poszukiwanie sposobów wyrównywania temperatury w przekładni, a elementem ogólnego kierunku, są sposoby zwiększenia intensywności chłodzenia, szczególnie łożysk tocznych o niekorzystnym usytuowaniu w przekładni. Jednym ze sposobów chłodzenia jest wymuszenie przepływu oleju lub mgły olejowej przez łożysko [5, 7, 8].

Do wymuszania przepływu oleju przez wybrane łożysko w przekładni zębatej mogą służyć różne rozwiązania konstrukcyjne [9].

Na rysunku 3 pokazano przykładowe postacie konstrukcyjne wirnika osiowego wymuszającego przepływ środka smarującego przez zewnętrzne łożysko na wale wsięgnikowym zębniaka stożkowego.

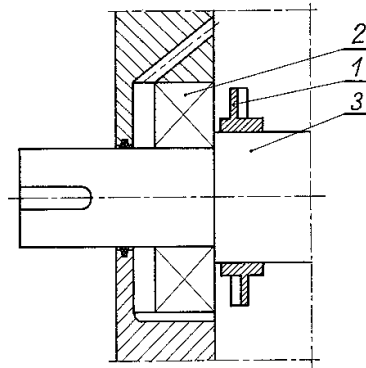


Rys. 3. Przykładowa wersja układu wymuszającego przepływ czynnika chłodzącego przez łożysko zewnętrzne na wale zębniaka stożkowego.

- a) gdzie: 1 –wirnik, 2 –otwór w osi wału, 3 –otwór w kierunku promieniowym, 4 –kanał odpływowy, 5 – łożysko zewnętrzne, b) przykładowa wersja wirnika, c) gdzie: 1 - powierzchnia elementu, 2 - element wychwytyjący olej, 3 – rowek wzdłużny, 4 – przestrzeń między łożyskami, 5 – zębniak stożkowy

Wirniki pompowe (rys. 3a, poz. 1, i rys. 3b) umocowane są w ślepym osiowym otworze (poz. 2) wykonanym w wale od strony zębniaka stożkowego. Otwór o kierunku osiowym i otwory w kierunku promieniowym (poz. 3) w wale doprowadzają olej lub mgłą olejową do przestrzeni pomiędzy łożyskami. Po przejściu części oleju przez łożysko zewnętrzne (poz. 5), wraca on odpowiednim kanałem (poz. 4) do głównej komory przekładni zębatej.

Rysunek 4 pokazuje umiejscowienie wirnika osiowego, którego zadaniem jest ukierunkowanie napływu mieszaniny oleju i powietrza do łożyska wału stopnia walcowego.



Rys. 4. Przykład wymuszania ruchu czynnika chłodzącego w kierunku łożyska,
gdzie: 1 – wirnik osiowy, 2 – łożysko, 3 - wał

5. CHŁODZENIE I SMAROWANIE ŁOŻYSK W PRZEKŁADNIACH OBIEGOWYCH

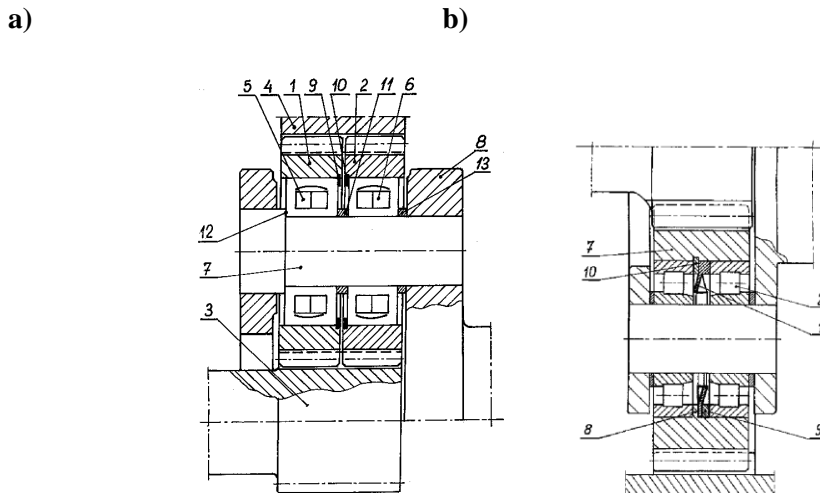
W przekładniach obiegowych istnieją pewne trudności przy odbieraniu wytworzonego ciepła z elementów tocznych łożysk, a szczególnie z łożysk obiegowych kół zębatach osadzonych na osiach umocowanych w jarzmie. Z powodu dużych obciążeń, szczególnie na stopniu wyjściowym i ograniczeń wymiarowych w kierunku promieniowym, stosowane bywają po dwa dwurzędowe łożyska walcowe do posadowienia jednego koła obiegowego na osi (sworzniu). Koła obiegowe smarowane są zanurzeniowo i ten sposób smarowania może być wystarczający dla zazębnień. Natomiast dla łożysk kół obiegowych ten sposób smarowania może okazać się mało skuteczny. Powodem małej skuteczności smarowania łożysk, a szczególnie ich chłodzenia, może być poduszka powietrzno-olejowa utrzymująca się w niewielkiej wolnej przestrzeni łożysk (między pierścieniami, elementami tocznymi i koszykami).

W łożyskach, przez gęsto ułożone w kierunku obwodowym elementy toczne, przepływ oleju o dużej lepkości z powodu braku wymuszenia będzie utrudniony.

Niezależne ułożyskowanie każdego wąskiego koła na swoim łożysku, na jednym łożysku wahliwym (np. baryłkowym) lub bezpośrednio na elementach tocznych (wałeczkach) osadzonych na osi koła, umożliwia odpowiednie dopasowanie się położenia wąskich kół, jako jednego koła obiegowego, względem współpracujących centralnych kół zębatach.

Koło obiegowe składające się z np. dwóch wąskich kół o zębatach prostych zazwyczaj poprawia rozkład obciążenia na długości zazębienia we współpracy z kołami centralnymi. Ulegają także poprawie, co jest bardzo istotne, warunki chłodzenia łożysk kół obiegowych.

Koło obiegowe składające się z np. dwóch wąskich kół o zębatach prostych zazwyczaj poprawia rozkład obciążenia na długości zazębienia we współpracy z kołami centralnymi.



Rys. 5. Koło obiegowe łożyskowane na osi (sworzniu), a) koło obiegowe rozdzielone na dwa wąskie,

gdzie: 1, 2 –koło obiegowe, 3 –koło słoneczne, 4 –koło centralne z uzębieniem wewnętrznym, 5, 6 –łożyska koła obiegowego, 7 –oś (sworzień), 8 –jarzmo, **b)** koło obiegowe z wirnikiem osiowym, gdzie: 1 –wirnik osiowy, 2 –łożysko, 7 –koło obiegowe, 8, 9, 10 –pierścienie dystansowe

Ulegają także poprawie, co jest bardzo istotne, warunki chłodzenia łożysk kół obiegowych. W przypadku zastosowania wirnika osiowego w kole obiegowym poprawi się chłodzenie łożysk, co ma istotny wpływ na trwałość przekładni zębatej.

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Z przeprowadzonej analizy warunków pracy łożysk w przekładniach zębatych wynika, że:

- chłodzenie nagrzewających się węzłów łożyskowych w przekładniach zębatych może być prowadzone za pomocą wspomaganego przepływu oleju znajdującego się w przekładni lub za pomocą mgły olejowej, wytwarzanej w głównej komorze przekładni przez obracające się koła zębate;
- chłodzenie łożysk za pomocą proponowanych sposobów wymuszenia przepływu oleju wymaga doboru odpowiedniej konstrukcji urządzenia, w celu uzyskania optymalnego, ze względu na założoną temperaturę łożyska, natężenia przepływu tego oleju;
- chłodzenie łożysk za pomocą mgły olejowej jest możliwe do zastosowania w praktyce. Wymaga ono odpowiedniego obiegu mgły olejowej, wyznaczenia z bilansu cieplnego natężenia przepływu i doboru optymalnego wirnika wymuszającego przepływ;
- w początkowym okresie nagrzewania się przekładni zębatej możliwa jest ocena wpływu źródeł ciepła (par ciernych) na jej stan termiczny;
- w początkowym okresie pracy badanej przekładni, po rozruchu układu, szybki wzrost temperatury występował na uszczelnieniu wału wejściowego i w łożysku zewnętrznym na wale wysięgnikowym zębniaka stożkowego;
- wysoka temperatura w uszczelnieniu i w łożysku zewnętrznym, pomimo możliwości dopływu oleju do tych źródeł ciepła poprzez otwory w wale, wymaga zmian konstrukcji tego węzła w taki sposób, aby możliwy był przepływ czynnika smarującego przez łożysko zewnętrzne do odbierania z niego ciepła;
- w kąto-walcowych przekładniach zębatych przez łożysko zewnętrzne na wale wysięgnikowym zębniaka stożkowego powinien w sposób wymuszony przepływać czynnik chłodzący.

7. LITERATURA

- [1] DIETRYCH J., KOREWA W., KORNBERGER Z., ZYGMUNT K.: Podstawy Konstrukcji Maszyn. Część III. WNT, Warszawa, 1970.
- [2] JAŚKIEWICZ Z., WĄSIEWSKI A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Wa-wa, 1995.
- [3] Katalog FAG Kugelfischer Georg Schäfer KgaA: FAG Wälzlager Standardprogramm, Katalog WL 41510/3 DA.
- [4] Katalog TIMKEN, Technisches Handbuch. Kegelrollenlager, 1987.
- [5] KOWAL A.: Chłodzenie i olejenie węzłów łożyskowych w przekładniach zębatych pracujących w górnictwie. Materiały IV Konferencji; Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych, s. 143-9, Ustroń- Zawodzie, 8-10.XI.1995.
- [6] KOWAL A.: Chłodzenie łożysk w obiegowej przekładni zębatej. Materiały V Konferencji; Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych, s. 171-177, Ustroń- Zawodzie, 13-15.XI.1996.
- [7] KOWAL A.: Wspomaganie chłodzenia łożysk tocznych w kątowej przekładni zębatej. Zbiór prac (ISBN 83-904877-3-X): Ogólnopolskie Sympozjum naukowo –techniczne TWW 97, pn. Technologia Wyrobów Wielkogabarytowych, s. 56-59. Konin 1997.
- [8] KOWAL A.: Wspomaganie chłodzenia łożysk tocznych w przekładni zębatej. Materiały II Konferencji ICESA'97. Ustroń 21.05-24.05.1997.
- [9] KOWAL A.: Wymuszenie przepływu mgły olejowej przez łożysko zewnętrzne na wale zębniaka przekładni stożkowej. Materiały konferencyjne XXI Jesiennej Szkoły Tribologicznej: Smarowanie węzłów tarcia maszyn i urządzeń, współczesne tendencje rozwoju teorii badań. Łódź-Arturówek, 9-12.IX.1996, s. 77-84.
- [10] KOWAL A.: Zgłoszenie patentowe P-303492 z dnia 16.05.1994; Sposób doprowadzenia oleju do łożysk tocznych. Biuletyn Urzędu Patentowego Nr 24 (572) 1995.
- [11] KOWAL A., SKOĆ A., SPAŁEK J., STACHURSKI J., SUCHOŃ J.: Przekładnia obiegowa. Wzór użytkowy RU 59958, z dnia 2003.04.03.
- [12] MÜLLER L.: Przekładnie zębate. WNT, Warszawa, 1996.
- [13] SKOĆ A.: Dynamika przekładni zębatych stożkowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria: Górnictwo, z. 226, Gliwice, 1966.

THE PROBLEM OF A BEARING SYSTEM IN A TOOTHED GEAR

Abstract: The paper presents the issue connected with the significant influence of a bearing system over the durability of a toothed gear. The average participation of bearing failures in an axis-cylindrical gear was shown. The exemplary amount of heat generated in the bearing was calculated and the ways of cooling the bearings in the toothed gears were presented.

Recenzent: dr inż. Jacek SPAŁEK