ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1993
Seria: GÓRNICTWO z. 210 Nr kol. 1194

Jacek SPAŁEK
Aleksander KOWAL
Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechniki Śląskiej

ANALIZA NOWEGO ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNEGO ŁOŻYSKA TOCZNEGO PROMIENIOWO-OBWODOWEGO

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki analizy nowego rozwiązania konstrukcyjnego łożyska tocznego, mogącego przenosić zarówno obciążenie promieniowe (poprzeczne), jak i obciążenie obwodowe (styczne). Analizą objęto siły działające w łożysku oraz wynikające z nich naprężenia i odkształcenia stykowe (kontaktowe) oraz opory przesuwu wzdłużnego. Zaproponowano też koncepcję prostego stanowiska pozwalającego na przeprowadzenie weryfikujących badań doświadczalnych w tym zakresie.

ANALISIS OF A NEW CONSTRUCTION OF DOUBLE-PURPOSE ROLLING BEARING

Summary. In the paper the results of an analysis of new construction of rolling bearing with may transmit radial teransverse load as well as tangent load are presented. The analysis deals with the forces in the bearing and the resulting stresses and contact deformation and longitudinal shift resistance.

A conception of a simple stand to verify experimental tests in this range is presented.

АНАЛИЗ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ШАРИКОГО ПОДШИПНИКА СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Резюме. В стате теоречеcкий анализ новой конструкци шапичного подшипника, который может принимать радияльные нагрузки а тоже и крутящий момент. Определено силы в подшипнике, контактние непряжения и деформации а тоже сопротивниение продольного перемещения. Представлено концепцию для экспериментальных испытаний подшипников нового типе.

1. WPROWADZENIE

W maszynach i urządzeniach powszechne zastosowanie znajdują połączenia wał-piasta. Zazwyczaj są to połączenia kształtowe lub kształtowo-cierne, służące do przenoszenia momentu obrotowego. W wielu konstrukcjach wymaga się jednak nie tylko przenoszenia momentu obrotowego, ale także możliwości wzajemnego poosiowego przemieszczania się pary czop-piasta. Klasyczne rozwiązanie konstrukcyjne, spełniające te wymogi, to przesuwne połączenie wpustowe lub wielowypustowe.

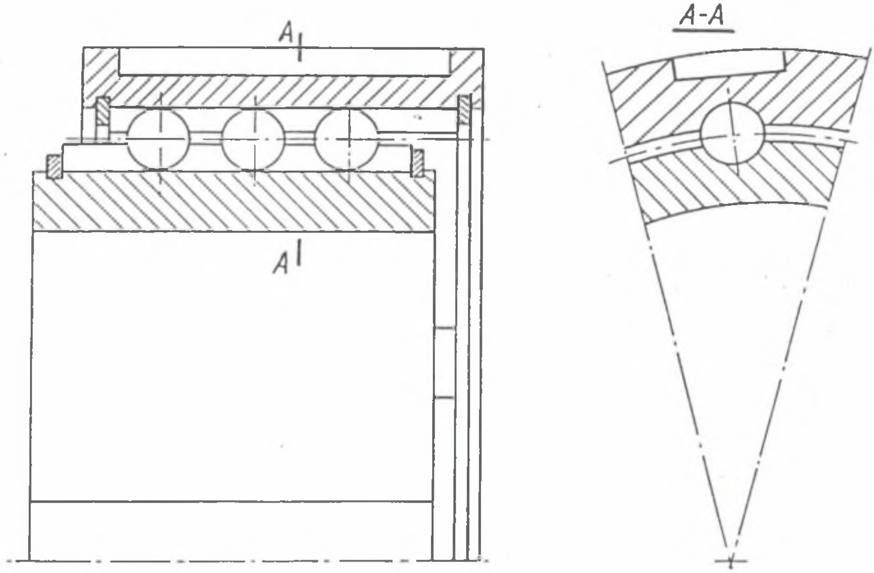
Z zagadnieniem wzdłużnego, względnego (poosiowego) przemieszczania pary "wał-piasta" spotkać się można w bezstopniowych przekładniach pasowych tzw. wariatorach. Z eksploatacji tych przekładni, zastosowanych w podajnikach paliwa do kotłów w elektrowniach, wynika, że połączenia te ulegają częstym awariom uniemożliwiającym płynne sterowanie przełożeniem.

Awaryjność połączeń kształtowych (wpustowych) zmusza do poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych połączenia przesuwnego czop-piasta, pozwalających na wyeliminowanie wad rozwiązań dotychczasowych. Zagadnieniem tym zajęto się w Zakładzie Podstaw Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Instytutu Mechanizacji Górnictwa, gdzie m.in. opracowano koncepcję łożyska promieniowo-obwodowego (rys. 1 i 2, [1]).

Podobne, jak proponowane w niniejszym opracowaniu, rozwiązanie konstrukcyjne z elementami tocznymi-kulkami zastosowano w prowadnikach liniowych japońskiej firmy THK (rys. 3, [3]), gdzie wał ukształtowano w ten sposób, że na jego powierzchni w procesie walcowania wykonano trzy wypusty, a w piaście wykonano płytkie rowki.

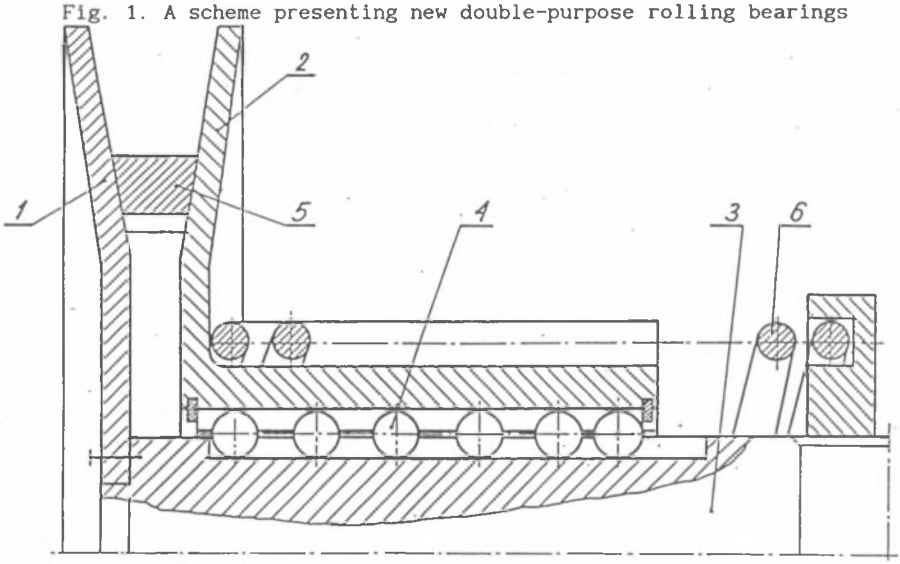
Celem niniejszego opracowania jest przedstawienie wyników oceny możliwości zastosowania łożyska promieniowo-obwodowego jako połączenie wał-piasta w bezstopniowej przekładni pasowej z szerokim pasem klinowym.

Zakres pracy obejmuje określenie wartości obciążeń elementów tocznych w łożysku promieniowo-obwodowym, określenie oporów względnego przesuwu pod obciążeniem oraz wyznaczenie jednostkowych obciążeń stykowych.



Rys. 1. Szkic obrazujący istotę nowego rozwiązania łożyska promieniowo-obwodowego

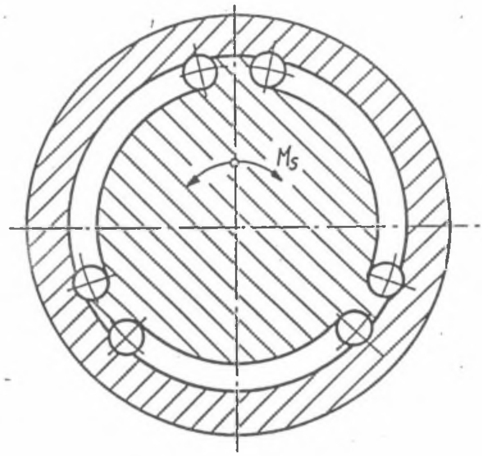
Fig. 1. A scheme presenting new double-purpose rolling bearings



Rys. 2. Koło pasowe przekładni bezstopniowej

Fig. 2. Belt pulley of variable-speed transmission

1 - non-movable disc, 2 - movable disc, 3 - shavt, 4 - rolling elements, 5 - wedge belt, 6 - spring

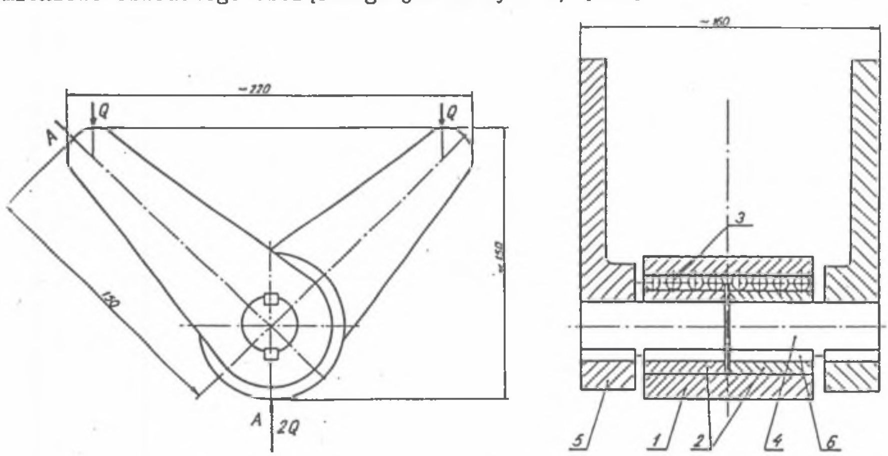


Rys. 3. Prowadnica liniowa firmy THK

Fig. 3. Linear slide bearing THK

2. OBCIĄŻENIE ELEMENTÓW TOCZNYCH W ŁOŻYSKU PROMIENIOWO-OBWODOWYM

Łożysko promieniowo-obwodowe obciążone jest momentem obrotowym M_o oraz siłą poprzeczną Q. Obliczenia przeprowadzono dla wykonanego modelu łożyska promieniowo-obwodowego obciążonego jak na rys. 4, [L.6].



Rys. 4. Urządzenie do obciążenia łożysk promieniowo-obowodowych

Fig. 4. A device for loading double-purpose rolling bearing

1 - outer ring for two bearings, 2 - inner rings of bearings, 3 - rolling, 4 - shaft, 5 - leavers, 6 - gully in let

2.1. Siła pochodząca od momentu obrotowego

Zakładając, że siła obwodowa powstała od momentu obrotowego M_o rozkłada się w sposób równomierny na wszystkie kulki, pojedyncza kulka jest obciążona siłą P_o.
Korzystając z zależności określającej moment obrotowy:

$$M_o + P_o * D/2 \tag{1}$$

oraz moc:

$$N = M_o * \omega \tag{2}$$

określamy siłę wynikającą z momentu obrotowego przypadającą na jedną kulkę:

$$P_o = \frac{2\ N}{D\ \omega\ K\ i} \tag{3}$$

gdzie:
- D - średnica wału [m],
- K - liczba rowków z kulkami,
- i - liczba kulek w rowku,
- ω - prędkość kątowa [1/s],

$$\omega = \frac{\Pi\ n_o}{30}, \tag{4}$$

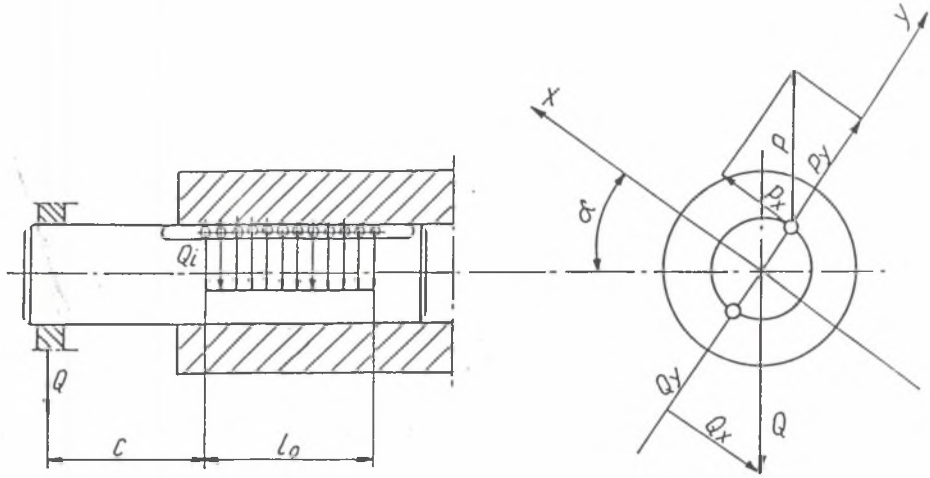
przy czym:
- n_o - prędkość obrotowa [1/min].

Wtedy z zależności (3) i (4) otrzymuje się:

$$P_o = \frac{60\ N}{D\ \Pi\ n_o\ K\ i} \tag{5}$$

2.2. Siła pochodząca od obciążenia poprzecznego

Celem określenia działającej na kulkę siły pochodzącej od obciążenia poprzecznego przyjęto model obciążenia przedstawiony na rys. 5. Dowolne położenie rowka z kulkami określa się przez kąt α.



Rys. 5. Rozkład sił działających na kulkę

Fig. 5. Distribution of forces effecting a ball

Siłę poprzeczną Q rozpatruje się jako składowe Q_x i Q_y. Siły działające od tych obciążeń są uwzględniane oddzielnie, a następnie, korzystając z zasady superpozycji, dokonuje się ich sumowania. Jak wynika z rys. 5, siła poprzeczna Q wywołuje przenoszony jedynie przez kulki moment zginający M_g oraz siłę nacisku Q_i.

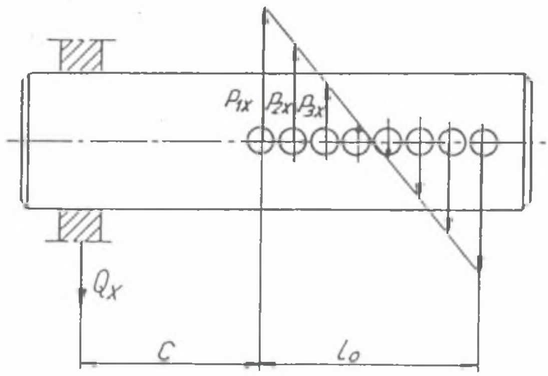
2.3. Siła nacisku na kulkę wywołana składową Q_x

Celem określenia maksymalnej siły działającej na kulkę pochodzącej od momentu zginającego wywołanego składową Q_x przyjmuje się prostoliniowy rozkład obciążenia na poszczególne kulki (rys. 6, [L.7]). W tym przypadku moment wywołany siłę Q_x jest równoważony przez sumę momentów par sił P_{1x}, $P_{2x}, \ldots P_{nx}$,

gdzie:

$$n = \frac{i}{2} \quad \text{(wartość całkowita)}$$

$$Q_x = Q * \sin\alpha \tag{6}$$



Rys. 6. Rozkład obciążenia od składowej Q_x
Fig. 6. Load distribution from component Q_x

Moment zginający wywołany składową Q_x wynosi:

$$M_{gx} = Q_x * \left(C + \frac{l_o}{2}\right) \tag{7}$$

co po podstawieniu wzoru (6) daje zależność:

$$M_{gx} = Q * \sin\alpha \left(C + \frac{l_o}{2}\right) \tag{8}$$

Sumaryczny moment wywołany parami sił P_{1x}, P_{2x},... P_{nx} wynosi:

$$M_{gx} = 2P_{1x} * l_o + 2P_{2x} * (l_o - 2d) + 2P_{3x} * (l_o - 4d) + \ldots \tag{9}$$

co można zapisać w postaci szeregu:

$$M_{gx} = 2P_{1x} * l_o + 2P_{kx} \sum_{k=2}^{n} \left[l_o - 2\,(k-1) * d\right] \tag{10}$$

gdzie:

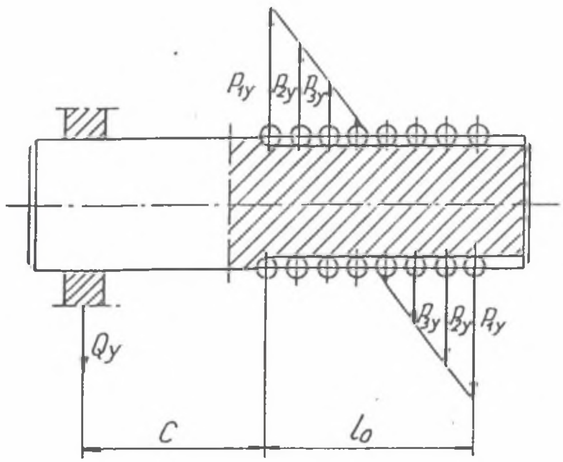
d - średnica kulki [m].

Po odpowiednim uporządkowaniu i wykorzystaniu zależności geometrycznych uzyskuje się:

$$P_{1x} = Q \sin\alpha \left(C + \frac{l_o}{2}\right) \left\{2l_o + \frac{2}{l_o} \sum_{k=2}^{n} \left[l_o - 2\,(k-1) * d\right]^2\right\}^{-1} \tag{11}$$

2.4. Siła od momentu zginającego wywołanego składową Q_y

Celem określenia maksymalnej siły działającej na kulkę pochodzącej od momentu zginającego wywołanego składową Q_y przyjmuje się prostoliniowy rozkład obciążenia tak jak na rys. 7. Tok postępowania jest analogiczny jak w punkcie 2.3.



Rys. 7. Rozkład obciążenia od składowej Q_y

Fig. 7. Load distribution from ocmponent Q_y

Moment zginający wywołany składową Q_y wynosi:

$$M_{gy} = Q_y \left(C + \frac{l_o}{2}\right) \tag{12}$$

Składowa Q_y wynosi:

$$Q_y = Q \cos\alpha \tag{13}$$

Wtedy z zależności (12) i (13):

$$M_{gy} = Q \cos\alpha \left(C + \frac{l_o}{2}\right) \tag{14}$$

Moment ten jest równoważony przez sumę momentów par sił $P_{1y}, P_{2y}, P_{3y}, \ldots, P_{ny}$, który wynosi:

$$M_{gy} = P_{1y} * l_o + P_{2y} * (l_o - 2d) + \ldots + P_{ky} \left[l_o - 2(k-1) * d \right] \tag{15}$$

co można zapisać w postaci szeregu:

$$M_{gy} = P_{1y}*lo + P_{ky} \sum_{k=2}^{n} [\, lo-2\,(k-1) * d \,] \tag{16}$$

Po odpowiednim uporządkowaniu i wykorzystaniu zależności gemoetrycznych uzyskujemy:

$$P_{1y} = Q\, \cos\alpha\, \left(C + \frac{lo}{2}\right) \left\{ lo + \frac{1}{lo} \sum_{k=2}^{n} [lo-2\,(k-1)*d]^2 \right\}^{-1} \tag{17}$$

2.5. Naciski od siły poprzecznej Q

Oprócz obciążenia kulek wywołanego przez moment zginający wywołany siłą Q należy uwzględnić również obciążenie Q_i powstałe od siły poprzecznej Q (rys. 8):

$$Q_i = \frac{Q}{K * i} \tag{18}$$

gdzie:

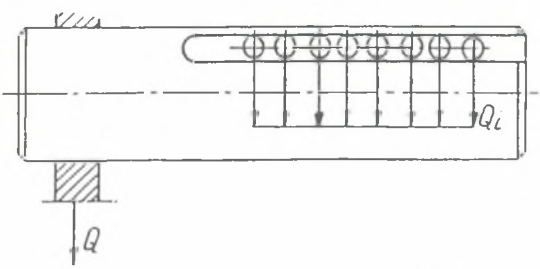
K - ilość rowków z kulkami,

i - ilość kulek w rowku.

2.6. Maksymalna siła od obciążenia poprzecznego

Na podstawie rys. 5 oraz rys. 8 można zapisać zależność wektorową określającą siłę maksymalną P_1 w postaci:

$$\bar{P}_1 = \bar{P}_{1x} + \bar{P}_{1y} + \bar{Q}_i \tag{19}$$



Rys. 8. Rozkład obciążenia Q_i

Fig. 8. Load distribution Q

Wartość siły $\bar{P}_1$ wynosi:

$$P_1 = \sqrt{P_{1x}^2 + P_{1y}^2} + Q_i \tag{20}$$

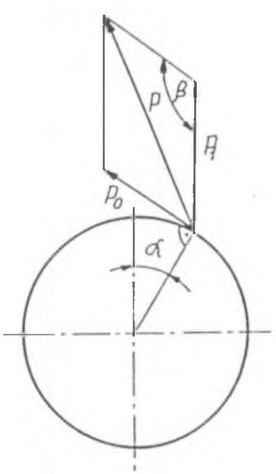
Korzystając ze wzorów (11), (17) oraz (18), otrzymuje się wzór na maksymalną siłę P_1, pochodzącą od obciążenia poprzecznego Q, działającą na kulkę:

$$P_1 = Q\left(C + \frac{l_o}{2}\right)\left\{l_o + \frac{1}{l_o}\sum_{k=2}^{n}\left[l_o - 2\,(k-1)*d\right]^2\right\}^{-1} *$$

$$* \sqrt{4\sin^2\alpha + \cos^2\alpha} + \frac{Q}{K * i} \tag{21}$$

2.7. Siła sumaryczna działająca na kulkę

W obliczeniach sumarycznej siły P działającej na kulkę (od momentu obrotowego oraz od obciążenia poprzecznego) przyjęto model jak na rys. 9.



Rys. 9. Siły działające na kulę

Fig. 9. Forces effecting a ball

Korzystając z twierdzenia cosinusów, otrzymujemy:

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_o^2 + 2P_1 P_o \cos\alpha} \tag{22}$$

Celem uzyskania pełnej zależności określającej maksymalną sumaryczną siłę działającą na kulkę należy skorzystać ze wzorów (22), (5) oraz (21).

Wówczas otrzymujemy postać:

$$P^2 = \left(\frac{60\ N}{D\,\Pi\ m\ k\ i}\right)^2 + \left[Q\left(C + \frac{l_o}{2}\right)\left\{l_o + \frac{1}{l_o} *\right.\right.$$

$$* \sum_{k=2}^{n} \left[lo-2(k-1)*d\right]^2 \Big\}^{-1} \sqrt{4\sin^2\alpha + \cos^2\alpha} + \frac{Q}{K * i} \Big]^2 +$$

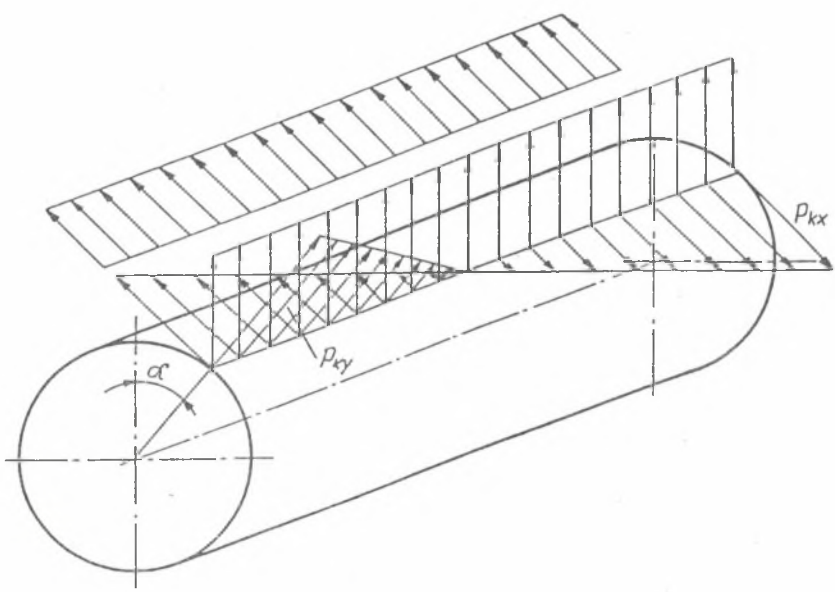
$$+ 2 \frac{60\ N}{D \Pi m k i} \left[Q \left(C + \frac{lo}{2} \right) \Big\{ lo + \frac{1}{lo} * \right. \qquad (23)$$

$$* \sum_{k=2}^{n} \left[lo-2(k-1)*d\right]^2 \Big\}^{-1} + \frac{Q}{K * i} \Big] \sin\alpha$$

3. OKREŚLENIE OPORÓW PRZESUWU WZDŁUŻNEGO PIASTY

3.1. Określenie sił nacisku na poszczególne kulki

W celu określenia oporów tarcia przy przesuwaniu wzajemnym pary "wał--piasta" należy określić siły nacisku działające na poszczególne kulki. W tym celu można skorzystać z rys. 10.



Rys. 10. Rozkład nacisków na poszczególne kulki

Fig. 10. Load distribution on individual balls

Na podstawie rys. 10 oraz rys. 6 i rys. 7, można stwierdzić, że część kulek jest obciążona przez składowe P_{kx}, P_{ky}, Q_i oraz P_o, natomiast druga połowa przez składowe P_{kx}, Q_i, P_o. Zakładając, że rozpatruje się tylko dwa rowki położone naprzeciw siebie, można siły działające na kulki w poszczególnych częściach oznaczyć odpowiednio przez P'_k oraz P''_k, gdzie: k = 1,2,3,...n.

Jak można zauważyć z rys. 10, zależności określające poszczególne siły posiadają postać:

$$\bar{P}'_k = \bar{P}_{kx} + \bar{P}_{ky} + \bar{Q}_i + \bar{P}_o \tag{24}$$

$$\bar{P}''_k = \bar{P}_{kx} + \bar{Q}_i + \bar{P}_o \tag{25}$$

więc

$$P_{kx} = \frac{2\, P_{1x} \left[\, l_o/2 - (k-1)*d \,\right]}{l_o} \tag{26}$$

$$P_{ky} = \frac{2\, P_{1y} \left[\, l_o/2 - (k-1)*d \,\right]}{l_o} \tag{27}$$

3.2. Opór tarcia pary "wał-piasta" z elementami tocznymi

Opór tarcia pary "wał-piasta" uzyskuje się, sumując opory tarcia poszczególnych kulek:

$$T = P'_1 * \frac{f}{d} + P'_2 * \frac{f}{d} + \ldots + P'_n * \frac{f}{d} + P''_1 * \frac{f}{d} + P''_2 * \frac{f}{d} + \ldots + P''_n * \frac{f}{d} \tag{28}$$

Wzór ten można przedstawić w postaci szeregu:

$$T = \frac{f}{d} \left(\sum_{k=1}^{n} P'_k + \sum_{k=1}^{n} P''_k \right) \tag{29}$$

Po przekształceniu wzór przyjmuje postać:

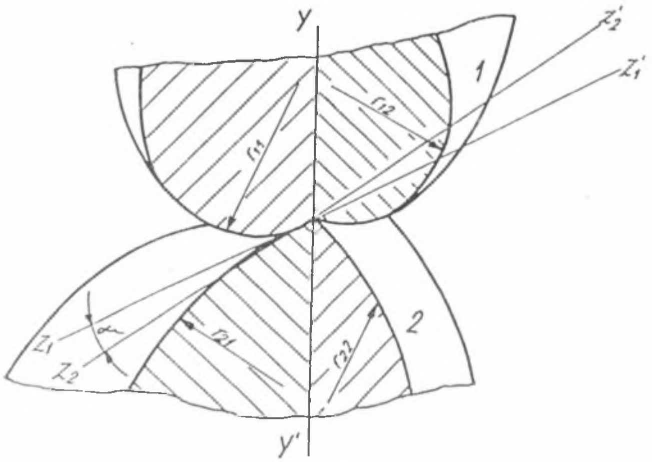
$$T = \frac{f}{d} \left\{ \sum_{k=1}^{n} \left[\left(\sqrt{P_{kx}^2 + P_{ky}^2} + Q_i \right)^2 + P_o^2 + 2\left(\sqrt{P_{kx}^2 + P_{ky}^2} + Q_i \right) * P_o \sin\alpha \right]^{1/2} + \sum_{k=1}^{n} \sqrt{(P_o - P_{kx})^2 + Q_i^2} \right\} \tag{30}$$

4. ANALIZA NACISKÓW STYKOWYCH

4.1. Określenie maksymalnych nacisków stykowych w przypadku ogólnym

Styk dwóch ciał o regularnych krzywiznach dodatnich można opisać w układzie prostokątnym płaszczyzn głównych wzajemnie prostopadłych do płaszczyzny stycznej [L.5].

Jeżeli jedno ciało oznaczyć indeksem 1, a drugie indeksem 2, to styk ciał można określić przez cztery promienie: r_{11}; r_{12} - dla ciała pierwszego oraz r_{21}; r_{22} - dla ciała drugiego (rys. 11).



Rys. 11. Styk ciał o regularnych krzywiznach

Fig. 11. Contact of bodies with regular curvatures

W obliczeniach przyjmuje się, że główne promienie krzywizn są dodatnie w wypadku wypukłości oraz ujemne w wypadku wklęsłości. Płaszczyzny odniesienia dla obu ciał nie muszą być takie same, ale w tym wypadku konieczna jest znajomość kąta γ między tymi płaszczynami.

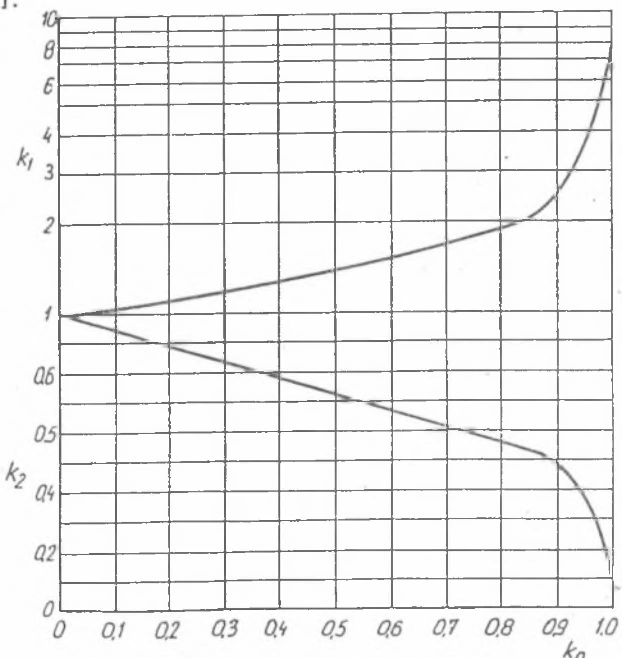
Półosie a, b elipsy styku określa się w następujący sposób:

$$a = k_1 \left[\frac{(1-\upsilon_1^2)/E_1 + (1-\upsilon_2^2)/E_2}{1/r_{11} + 1/r_{12} + 1/r_{21} + 1/r_{22}} * \frac{3}{2} * P \right]^{1/3} \qquad (31)$$

$$b = k_2 \left[\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/r_{11} + 1/r_{12} + 1/r_{21} + 1/r_{22}} * \frac{3}{2} * P \right]^{1/3} \tag{32}$$

gdzie: k_1; k_2 - współczynniki zależne od współczynnika geometrii k_o.

Zależności $k_1 = f(k_o)$ oraz $k_2 = f(k_o)$ są przedstawione na wykresie (rys. 12), [1.5].



Rys. 12. Wykres k_1, k_2 funkcji k_o

Fig. 12. Diagram k_1, k_2 in function k_o

Maksymalne naciski hertzowskie p_o są określone zależnością:

$$p_o = 0.36 \frac{P^{1/3}}{k_1 k_2} \left[\frac{1/r_{11} + 1/r_{12} + 1/r_{21} + 1/r_{22}}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2} \right]^{2/3} \tag{33}$$

4.2. Określenie nacisków stykowych

Korzystając z zależności ogólnych określających odkształcenie (31), (32) oraz naprężenie stykowe (33) w kontakcie sprężystym dwu ciał, można wyznaczyć wzory szczegółowe dla przypadku analizowanego łożyska promieniowo-obwodowego.

Przyjmując, że:

$$r_{11} > 0$$

$$r_{12} > 0$$

$$r_{11} = r_{12} = r_1$$

$$r_{21} < 0$$

$$r_{22} = \infty \text{ wtedy } 1/r_{22} = 0$$

$$\gamma = 0$$

formuła określająca współczynnik k_o przyjmuje postać:

$$k_o = \frac{r_1 \, r_{21}}{r_{21}(2r_{21} - r_1)} \tag{34}$$

Wprowadzając formułę (34) określającą współczynnik k_o do wzorów ogólnych na odkształcenie stykowe, otrzymujemy:

- półosie odkształcenia sprężystego:

$$a = k_1 \left\{ \left[(1-\upsilon_1^2)/E_1 + (1-\upsilon_2^2)/E_2 \right] \frac{r_1 \, r_{21}}{(2r_{21} - r_1)} \frac{3}{2} P \right\}^{1/3}$$

$$b = k_2 \left\{ \left[(1-\upsilon_1^2)/E_1 + (1-\upsilon_2^2)/E_2 \right] \frac{r_1 \, r_{21}}{(2r_{21} - r_1)} \frac{3}{2} P \right\}^{1/3}$$

- maksymalne naprężenie stykowe:

$$p_o = 0.36 \frac{P^{1/3}}{k_1 k_2} \left\{ \left[(1-\upsilon_1^2)/E_1 + (1-\upsilon_2^2)/E_2 \right]^{-1} \frac{r_1 \, r_{21}}{(2r_{21} - r_1)} \right\}^{2/3}$$

5. KONCEPCJA STANOWISKA DO WERYFIKACJI STATYCZNEGO ODKSZTAŁCENIA I NAPRĘŻENIA STYKOWEGO PROPONOWANEGO ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNEGO ŁOŻYSKA PROMIENIOWO-OBWODOWEGO

Przeprowadzona teoreytczna analiza stanu odkształcenia i obciążenia poszczególnych elementów zaproponowanego połączenia wał-piasta z elementami toczonymi stanowi punkt wyjścia do weryfikacji doświadczalnej na odpowiednim stanowisku badawczym. Na rys.4 przedstawiono koncepcję tego stanowiska. Pozwala ono w szczególności na dość precyzyjne określenie odkształceń stykowych jako funkcji cech geometrycznych i materiałowych łożyska oraz obciążenia.

Stanowisko skonstruowano w ten sposób, aby można było przeprowadzić na nim badania postaci konstrukcyjnych elementów tocznych i bieżni łożyska. Przewidziano również możliowść zastosowania elementu pośredniego w postaci wpustu, co pozwala na przeprowadzenie badań porównawczych, np. oporów przesuwu wzdłużnego.

W koncepcji stanowiska zakłada się wywoływanie obciążenia za pomocą standardowej maszyny wytrzymałościowej, co daje szeroką możliwość zarówno pod względem zakresu sił, jak ich charakteru działania (statyczne, statycznozmienne).

Stanowisko składa się z następujących głównych elementów (rys. 4):
- obudowa zewnętrzna (1) (wymienne tuleje z półokrągłymi rowkami w otworze),
- wymienne tuleje wewnętrzne (2) z półokrągłymi rowkami na zewnątrz,
- dźwignie (5) pozwalające na wywoływanie odpowiedniego momentu skręcającego,
- wymienne wałki (4).

6. PODSUMOWANIE

W opracowaniu przedstawiono analizę nowego rozwiązania konstrukcyjnego łożyska tocznego do przenoszenia obciążeń promieniowych i obwodowych (stycznych) oraz koncepcję stanowiska umożliwiającego określenie odkształceń i naprężeń stykowych elementów tego łożyska.

W przeprowadzonej analizie teoretycznej, bazując na rozwiązaniach klasycznej teorii kontaktu sprężystego dwu ciał (zagadnienie stykowe Hertza), określono formuły na naprężenia i odkształcenia stykowe dla przypadku obciążenia statycznego. Zaprezentowano również formuły określające opory tarcia w analizowanym łożysku, poddanym obciążeniu promieniowym stycznym.

Z uwagi na złożoność teoretycznego określenia występujących we wzorach na odkształcenie i naprężenie wartości współczynników, dla konkretnych postaci konstrukcyjnych łożysk zaprezentowano koncepcję prostego stanowiska do badań doświadczalnych. Badania te stanowić będą następne etapy prac autorów.

LITERATURA

[1] Kowal A., Spałek J.: Łożysko toczne. Nr zgłoszenia patentowego P-268527, UP Pol. Śl. 03.12.1987.
[2] Kowal A., Spałek J., Pająk J.: Koło pasowe przekładni bezstopniowej. Prawo ochronne Nr 41350 z dnia 30.10.1986.
[3] Katalog firmy THK. Tokyo, 1990 Japonia.
[4] Palmgren A.: Łożyska toczne. PWT, Warszawa 1951.
[5] Barwell F.T.: Łożyskowanie. WMT, Warszawa 1984.

Recenzent: Doc.dr hab.inż. **Karol REICH**

Wpłynęło do Redakcji we wrześniu 1992 r.

A b s t r a c t

In some power units like variable speed transmission constructional solution of sliding disc constantly controlling transmission ratio is vital. The authors sugest a new solution using double purpose rolling bearing [1,2]. In this paper a construcional analysis has been carried out to:
- define unitary load of rolling bearing elements including radialy forces, tangend and bending moments (formula 23)
- determine resistance of longitudinal shift of external ring as an essential parameter resulting from functional properties, reliability of radial tangent bearing (formula 30)
- determine unitary presure (formula 35).

A conception of a rimple testing stand has been presented to verify the results of theoretical analysis.