

Antoni SKOĆ

Jacek SPAŁEK

Katedra Mechanizacji Górnictwa

Politechniki Śląskiej

WPLYW KĄTA POCHYLENIA LINII ZĘBA NA OBCIĄŻENIE DYNAMICZNE PRZEKŁADNI STOŻKOWEJ W ASPEKcie ODDZIAŁYWANIA SMAROWANIA

Streszczenie. Przeprowadzone przez autorów laboratoryjne badania eksperymentalne, których wyniki przedstawione są w niniejszym opracowaniu, pozwoliły podjąć próbę określenia oddziaływania smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej w zależności od kąta pochylenia linii zęba. Badano koła o zębach łukowych wykonane metodą "Gleason". Badane koła smarowane były najczęściej stosowanymi w praktyce metodami, mianowicie:

- poprzez zanurzenie kół w oleju (smarowanie zanurzeniowe),
- poprzez natrysk oleju na zęby kół (smarowanie natryskowe).

Na podstawie rezultatów otrzymanych z badań stwierdzono, że w wyniku smarowania powstająca na powierzchniach współpracujących zębów warstewka oleju ma wpływ na obciążenie dynamiczne przekładni, a wielkość tego wpływu zależy od kąta pochylenia linii zęba.

THE INFLUENCE OF THE ANGLE OF INCLINATION OF THE TEETH LINE IN THE DYNAMIC LOAD IN THE BEVEL GEAR ACCORDING TO THE INFLUENCE OF LABRICATION

Summary. Laboratory experiments carried out by the authors, the results of which are presented in the paper, enabled us to try to state the influence of lubrication over the dynamic load of the conical gear, depending on the angle of inclination of the teeth line. The subject of the reaserch were wheels with spiral teeth, made according to the "Gleason" method.

- The wheels were usually lubricated by such practical methods as:
- by immersing the wheels in oil (oil bath lubrication),
 - by misting the oil on the wheels' teeth (oil-mist lubrication).

According to the results of the research it has been faund that the film of oil that is left on the surfaces of the co-working teeth, influences the dynamic load of the gear end the quantity of this influence depends on the angle of inclination of the teeth line.

ЗНАЧЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ЗУБА В КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЗКУ В АСПЕКТЕ ВЛИЯНИЯ СМАЗКИ

Резюме. В статье даются результаты экспериментальных исследований, целью которых было определение влияния смазки на динамическую нагрузку в конических передачах в зависимости от угла наклона линии зубьев. Объектом исследований были конические колеса с дугowymi зубьями, нарезаемые методом "Глзацон".

Смазка исследованных передач производилось:

- через погружение зубчатых колес в масле,
- через распыление масла на зубчатые колеса.

В результате испытаний установлено, что зубчатых колес имеет влияние на динамическую нагрузку передач, а величина этого влияния зависит от угла наклона линии зубьев возникающий в результате смазки тонкий слой масла на поверхностях взаимодействующих зубьев.

1. WPROWADZENIE

Konstruktorom nowoczesnych przekładni zębatych stawiane są wysokie wymagania techniczne i ekonomiczne. Wymagania te zmuszają do zdobywania i rozszerzania zakresu wiedzy na temat zachodzących związków pomiędzy dobieranymi parametrami przekładni a faktycznym obciążeniem działającym na zęby. Wiadomo, że na obciążenie całkowite składają się siły statyczne i dynamiczne. Do wyznaczania wartości obciążenia dynamicznego służą podane w literaturze metody obliczeniowe, które zazwyczaj budzą największą wątpliwość. Metody te nie uwzględniają wszystkich parametrów mających wpływ na stan dynamiczny przekładni. Warto zwrócić uwagę, że żadna z proponowanych metod obliczeniowych nie uwzględnia wpływu smarowania. Wynika to stąd, że ciągle na temat wielu procesów zachodzących w przekładniach zębatych mamy mało informacji. Wiele zagadnień nie jest jeszcze naukowo zbadanych, wiele zjawisk jest znanych jakościowo, ale nie ilościowo. Dotyczy to szczególnie przekładni stożkowych. Należy również zwrócić uwagę na tendencje zmierzające do zmniejszania nominalnego obciążenia przekładni poprzez zwiększanie prędkości obrotowych kół. W takich przypadkach mogą wystąpić stany rezonansowe, którym

towarzyszą znaczne obciążenia dynamiczne. Wymienione spostrzeżenia uzasadniają, dlaczego zjawiska dynamiczne zachodzące w przekładniach zębatych są ciągle przedmiotem dociekań w wielu ośrodkach badawczych.

Przeprowadzone przez autorów laboratoryjne badania eksperymentalne, których wyniki przedstawione są w niniejszym opracowaniu, pozwoliły podjąć próbę określenia wpływu smarowania przekładni na obciążenie dynamiczne zębów kół stożkowych w zależności od kąta pochylenia linii zęba.

Badane przekładnie smarowane były najczęściej stosowanymi w praktyce metodami, mianowicie:

- poprzez zanurzanie kół w oleju (smarowanie zanurzeniowe),
- poprzez natrysk oleju na zęby kół (smarowanie natryskowe).

Na podstawie rezultatów otrzymanych z badań stwierdzono, że w wyniku smarowania powstająca na powierzchniach współpracujących zębów warstewka oleju wpływa znacząco na wartość sił dynamicznych obciążających zęby kół. Wpływ ten pod względem ilościowym zależy między innymi od stosowanej metody smarowania, prędkości obwodowej, obciążenia kół i kąta pochylenia linii zęba. W tym miejscu należy podkreślić, że nie wyklucza się innych czynników, które również mogą mieć wpływ na obciążenia dynamiczne przekładni. W pracy [1] przedstawiono wyniki badań, na podstawie których określono wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne zębów kół stożkowych w zależności od sposobu smarowania, prędkości obwodowej i obciążenia statycznego.

2. STANOWISKO BADAWCZE I OBIEKT BADAŃ

2.1. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku, pracującym w układzie mocy krążącej. Przekładnię napędzano silnikiem elektrycznym, którego prędkość obrotową można było zamieniać płynnie w zakresie: $\omega = 52 \div 157$ rad/s. Zakres prędkości obrotowej badanej przekładni w wyniku zastosowania w układzie napędowym przekładni pasowej wynosił $\omega = 61 \div 398$ rad/s. Do korpusu jednego z badanych kół można było przymocować dodatkową masę. Umożliwiało to przeprowadzać badania przy prędkościach rezonansowych. Szczegółowy opis stanowiska oraz jego charakterystyka techniczna podane są w pracach [2,3].

2.2. Obiekt badań

Obiektem badań były koła stożkowe o zębach łukowych niekorygowanych, nacinane metodą "Gleason" o następujących parametrach:

moduł czołowy $m = 4,5$ mm, kąt przyporu $\alpha_{on} = 20^\circ$, przełożenie $u = 54/41$, szerokość wieńca zębatego $b = 26$ mm, kąt między osiami kół $\Sigma = \pi/2$ rad. Kąty pochylenia linii zęba β_m mierzone na średnicy podziałowej koła w połowie szerokości wieńca zębatego, wynosiły: $14^\circ 31'$; $19^\circ 04'$; $22^\circ 24'$; $27^\circ 14'$; $31^\circ 16'$; $35^\circ 03'$; $39^\circ 07'$; $42^\circ 27'$ i $46^\circ 01'$.

Zęby badanych kół były nawęglane. Pomiaru sprawdzające dokładność wykonania wykazały, że wszystkie koła były wykonane w 7 klasie dokładności (wg GOST).

3. METODY BADAŃ

Do badań wpływu smarowania na obciążenie dynamiczne kół w zależności od kąta pochylenia linii zęba zastosowano dwie metody pomiarowe, mianowicie:

- mierzono odkształcenia u podstawy zęba, czujnikami naprężno-rezystancyjnymi (tensometrami),
- mierzono przyspieszenia styczne na obwodzie koła czujnikami piezoelektrycznymi.

Stosując wymienione metody pomiarowe, dobrano dla każdej z nich odpowiedni zestaw aparatury pomiarowo-rejestrującej [2]. W pracach [3,4,5] podane są stosowne informacje dotyczące wymagań, jakie powinny być spełnione, gdy do badań zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stosowane są przyjęte metody pomiarowe. Należy podkreślić, że wymagania te zostały w pełni dotrzymane.

Przy pomiarze odkształceń zęba współczynnik uwzględniający obciążenie dynamiczne (w dalszej części pracy przyjęto nazwę "współczynnik obciążeń dynamicznych") wyznaczano, stosując zależność:

$$K_{di} = \frac{X_{di}}{X_{si}} \quad (1)$$

gdzie:

X_{di} - maksymalne wartości sygnału przy obciążeniu dynamicznym,

X_{si} - maksymalne wartości sygnału przy obciążeniu statycznym.

Z uwagi na fakt, że tensometry naklejone były na kołach o większej liczbie zębów, otrzymana ilość sygnałów w jednym cyklu pomiarowym wynosiła: $i_1 = 41$. Po tej ilości sygnałów cykl pomiarowy powtarzał się (otrzymywano ponownie te same przebiegi). Na zębach koła naklejone były dwa tensometry, które na przemian spełniały rolę tensometru czynnego i kompensującego. Zastosowano w układzie pomiarowym urządzenia pomocnicze umożliwiały śledzenie na ekranie oscyloskopu przebiegów sygnału powstałego w wyniku uginania się zęba, zarówno przy obciążeniu statycznym (przekładnię napędzano korbą), jak i dynamicznym. Za pomocą specjalnej kamery sygnały rejestrowano na taśmie filmowej. Każdy sygnał można było przypisać odpowiedniej parze zazębiających się zębów. Stosując zależność (1), wyznaczono dla każdej z tych par współczynnik obciążenia dynamicznego. W ten sposób z jednego tensometru uzyskiwano 41 ogół różnych wartości. W następnej kolejności obliczono wartość średnią (K_d), którą uwzględniano w toku prowadzenia dalszych badań.

W wyniku pomiaru wartości skutecznych przyspieszeń stycznych koła współczynnik obciążenia dynamicznego [4] wyznaczono, stosując zależność:

$$k_d = 1 + \frac{M_d}{M_1}, \quad (2)$$

gdzie:

- $M_d = J \varepsilon$, J - zredukowany masowy moment bezwładności,
 ε - przyspieszenie kątowe, wyznaczone na podstawie zmierzonych wartości przyspieszeń stycznych,
 M_1 - zadany moment obrotowy (statyczny).

4. PRZEBIEG BADAŃ

Przed przystąpieniem do badań koła zębate były docierane. Zwracano również uwagę na odpowiednie ustawienie kół. Ustawiano je tak, aby zapewnić prawidłowy ślad współpracy zębów oraz wymagany luz międzyzębny [6]. W czasie prowadzenia badań szczególną uwagę zwracano na zachowanie stałej temperatury oleju (55°C) bez względu na warunki pracy (obciążenie, prędkość obrotową, sposób smarowania). Miarą obciążenia był moment obrotowy, który można było zmieniać przed przystąpieniem do pomiarów. Badania przeprowadzano przy różnych wartościach obciążenia. W wyniku zmiany momentu, wartości wskaźnika obciążenia Q wynosiły: 0,82; 1; 1,26; 1,5; 2; 2,45 i 3 MPa.

Wartości te obliczono [7], stosując zależność:

$$Q = \frac{2 M_1}{b d_{m1}^2}, \quad (3)$$

gdzie:

b - szerokość wieńca zębatego,

d - średnica koła mierzona w środku szerokości wieńca.

Jak już wspomniano, zakres prędkości obrotowej na wale napędzającym przekładnię wynosił: $\omega = 61 + 398$ rad/s, co odpowiadało prędkościom obwodowym kół: $V_m 4,97 + 32,66$ m/s. Podany zakres prędkości obwodowych odnosi się do przekroju środkowego wieńca zębatego (średnica d_m). Dla każdego z zadanych obciążeń pomiary przeprowadzano w całym zakresie prędkości obwodowych osiągniętych na stanowisku. W trakcie badań zwracano szczególną uwagę, aby uwzględnić każde pasmo prędkości, w którym obciążenie dynamiczne osiągało wartości maksymalne i minimalne.

5. WYNIKI BADAŃ

Stosując opisane metody pomiarowe i sposoby obliczeń, wyznaczono dla zadanych obciążeń przebiegi wartości współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej dla trzech przypadków współpracy badanych kół, mianowicie:

- zęby kół w czasie pracy smarowane były przez zanurzenie w oleju, głębokość zanurzenia dużego koła wynosiła około 5 mm powyżej mniejszej średnicy stożka, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około $\pi/2$ rad,
- zęby kół w czasie pracy smarowane były na całej szerokości wieńca przez natrysk oleju od strony wejścia w zazębienie,
- w czasie pracy przekładni zęby badanych kół nie były smarowane.

Do smarowania kół zastosowano olej Transol 130. Uwzględniając stan powierzchni zębów, lepkość zastosowania oleju w temperaturze pracy, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie oraz wydajność pompy tłoczącej olej przy smarowaniu natryskowym, można stwierdzić, że wymagania [8] w odniesieniu do smarowania zanurzeniowego i natryskowego, zarówno przy minimalnej, jak i maksymalnej prędkości obwodowej, były spełnione. W pracy [9] wykazano, że dobre warunki smarowania są zapewnione

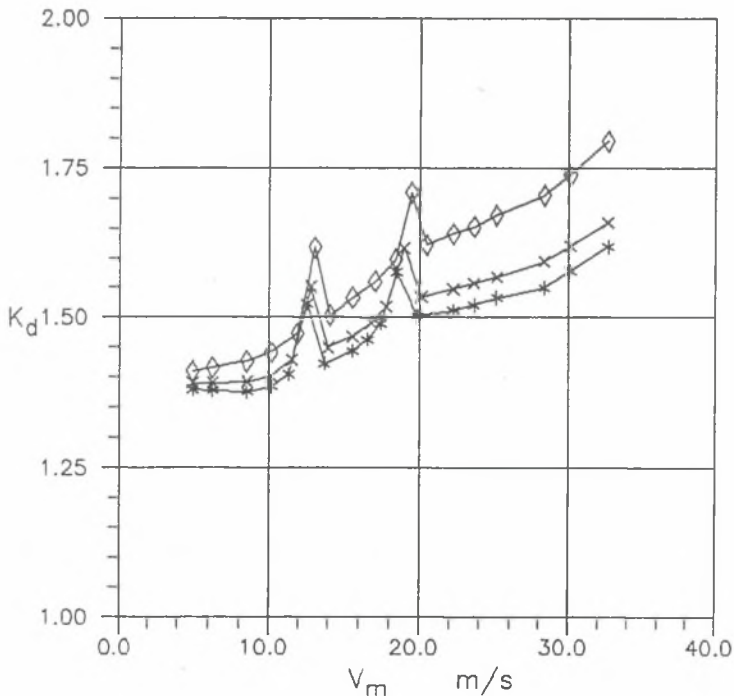
przy prędkościach znacznie większych od tych, które wynikają z obliczeń przeprowadzonych według zależności podanych w pracy [8]. Badania, jak widać, ograniczono ze względu na dużą pracochłonność i czasochłonność tylko do dwóch sposobów smarowania kół, tych, które są najczęściej stosowane w przekładniach ogólnego przeznaczenia.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano dla zadawanych kolejno obciążeń i różnych warunków pracy przebiegi współczynnika uwzględniającego obciążenia dynamiczne w funkcji prędkości obwodowej badanych kół. Otrzymane przebiegi dla jednego z zadanych obciążeń ($Q = 1,26$ MPa) przedstawione są na rysunkach 1 + 5.

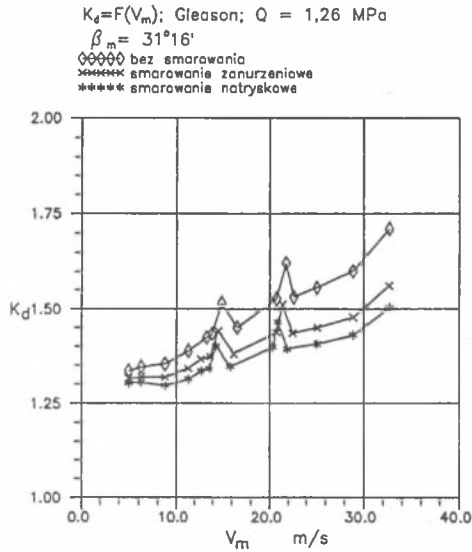
$$K_d = F(V_m); \text{ Gleason}; Q = 1,26 \text{ MPa}$$

$$\beta_m = 19^\circ 04'$$

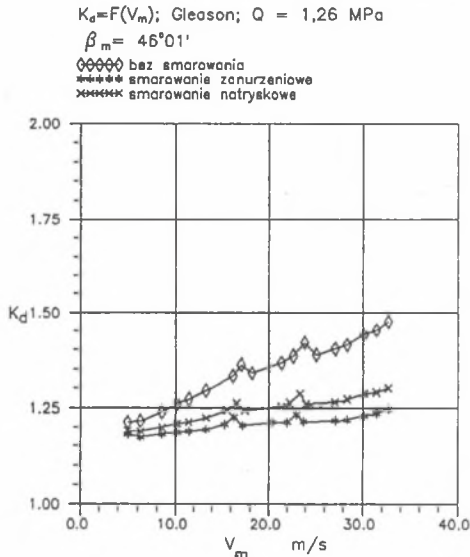
- ◇◇◇◇◇ bez smarowania
- ××××× smarowanie zanurzeniowe
- ***** smarowanie natryskowe



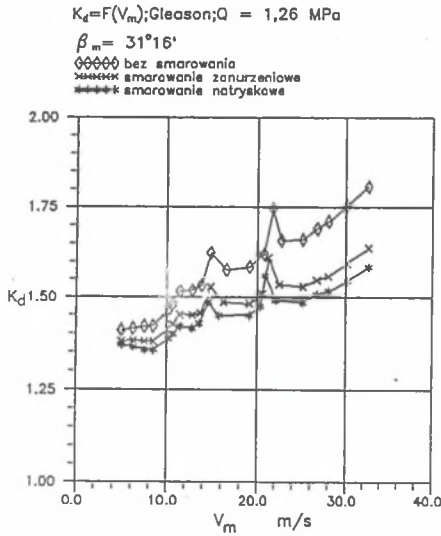
Rys. 1. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej, wyznaczonego na podstawie pomiaru przyspieszeń badanych kół
 Fig. 1. The course of the dynamic load factors in the function of perimenter speed, determined on the basis of measurement of the wheels accelerations



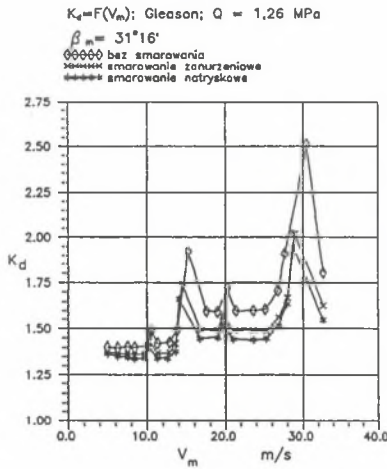
Rys. 2. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej, wyznaczonego na podstawie pomiaru przyspieszeń badanych kół
 Fig. 2. The course of the dynamic load factors in the function of perimenter speed, determined on the basis of measurement of the wheels accelerations



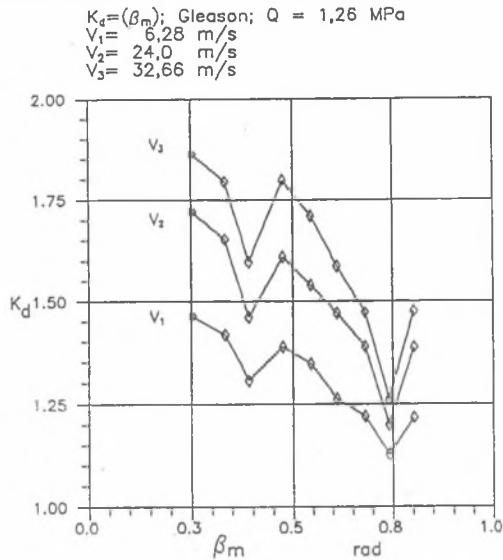
Rys. 3. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej, wyznaczonego na podstawie pomiaru przyspieszeń badanych kół
 Fig. 3. The course of the dynamic load factors in the function of perimenter speed, determined on the basis of measurement of the wheels accelerations



Rys. 4. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej, wyznaczone na podstawie pomiaru odkształceń zębów badanych kół
 Fig. 4. The course of the dynamic load factors in the function of perimenter speed, determined on the basis of the measurement of the deformation of the wheels' teeth



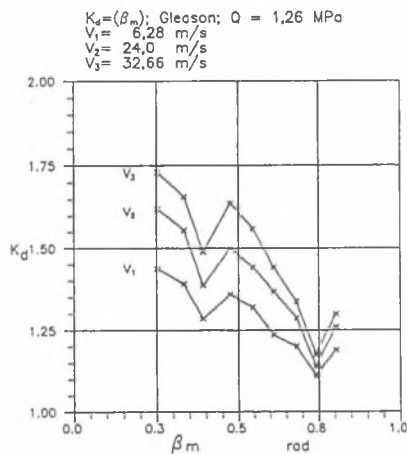
Rys. 5. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji prędkości obwodowej, wyznaczone na podstawie pomiaru odkształceń zęba kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności
 Fig. 5. The course of the dynamic load factors in the function of perimenter speed, determined on the basis of measurement of the deformation of the wheels' teeth, with the mass moment of inertia enlarged



Rys. 6. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji kąta pochylenia linii zęba wyznaczone na podstawie pomiarów przyspieszeń.

Koła nie były smarowane

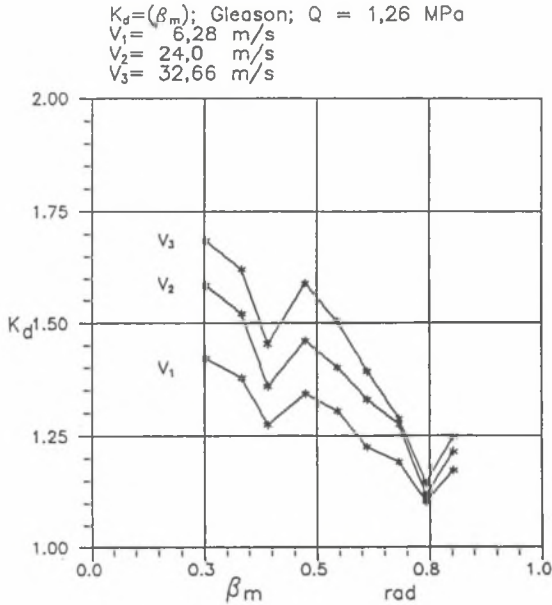
Fig. 6. The course of the dynamic load factors in the function of perimeter speed, determined on the basis of measurement of the accelerations of the wheels. The wheels were working without lubrication



Rys. 7. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji kąta pochylenia linii zęba wyznaczone na podstawie pomiarów przyspieszeń. Koła smarowano przez zanurzenie w oleju.

Fig. 7. The course of the dynamic load factors in the function of perimeter speed, determined on the basis of measurement of the wheels accelerations.

The wheels were lubricated by immersion in oil



Rys. 8. Przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w funkcji kąta pochylenia linii zęba wyznaczone na podstawie pomiarów przyspieszeń. Koła smarowano przez natrysk oleju

Fig. 8. The course of the dynamic load factors in the function of perimeter speed, determined on the basis of measurement of the wheels accelerations.

The wheels were lubricated by misting oil on them

W całym zakresie prędkości obwodowych, w których przeprowadzono badania wartości współczynników obciążeń dynamicznych otrzymane w wyniku pomiaru odkształceń są wyższe od wartości otrzymanych w wyniku pomiaru przyspieszeń stycznych (porównać rys. 2 i 4). Stwierdzono, że dotyczy to wszystkich przebiegów bez względu na wartość obciążenia. Wynika to stąd, że przy pomiarach odkształceń zęba uwzględniano wartości maksymalne sygnałów, natomiast przy pomiarach przyspieszeń uwzględniano wartości skuteczne. Jak widać (rys. 1 - 5), przy pewnych prędkościach obwodowych występują lokalne ekstrema obciążeń dynamicznych. Niewielki przyrost obciążeń dynamicznych ma miejsce (rys. 1 - 4) w okolicy 15 i 22 m/s. Prędkości te odpowiadają 1/4 i 1/3 częstotliwości rezonansowej. Przedstawione przebiegi na rys. 5 reprezentują wyniki otrzymane z badań przekładni o zwiększonym masowym momencie bezwładności kół.

W tym przypadku zauważyć można znaczny przyrost obciążeń dynamicznych w okolicy prędkości obwodowej $V_m = 30$ m/s. Prędkość ta odpowiada prędkości rezonansowej. Przedstawione zależności funkcyjne stanowią mały ułamek wszystkich wyników.

Na rysunkach 6 - 8 przedstawiono przebiegi współczynnika obciążeń dynamicznych w zależności od kąta pochylenia linii zęba. Jak widać, wzrost kąta powoduje spadek obciążeń dynamicznych.

Przeprowadzając analizę otrzymanych wyników, zauważono pewne prawidłowości i podjęto ich uogólnienia [1].

Współczynnik uwzględniający obciążenie dynamiczne, powstające podczas zazębiania się zębów, można zdefiniować zależnością:

$$K_d = 1 + \frac{P_d}{P_s} = 1 + N_d, \quad (4)$$

gdzie:

P_d - siła dynamiczna,

P_s - siła statyczna,

N_d - nadwyżka dynamiczna.

W ten sposób, wykorzystując wyniki otrzymane z przeprowadzonych pomiarów, wyznaczono wartości nadwyżek dynamicznych dla każdego zadanego obciążenia i zadanej prędkości obwodowej. Natomiast wartości określające wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni wyliczano z zależności:

$$S_{z,n} = \frac{N_d^* - N_{d,z,n}^*}{N_d^*} + \frac{P_d^* - P_{d,z,n}^*}{P_d^*}, \quad (5)$$

gdzie:

N_d^* (P_d^*) - nadwyżka dynamiczna (siła dynamiczna) wyznaczona dla kół pracujących bez smarowania,

$N_{d,z,n}^*$ ($P_{d,z,n}^*$) - nadwyżka dynamiczna (siła dynamiczna) wyznaczona dla kół, które podczas pracy były smarowane (indeksy: z - smarowanie zanurzeniowe, n - smarowanie natryskowe).

Obliczone wartości według zależności (5) podporządkowano odpowiadającym im obciążeniom i prędkościom obwodowym. W ten sposób otrzymano reprezentatywną liczbę wyników, które poddano obróbce matematycznej. Stwierdzono, że stopień wpływu smarowania przekładni na obciążenia dynamiczne zębów zależy od obciążenia (Q), prędkości obwodowej (V_m) i sposobu smarowania. Po przeprowadzeniu syntezy otrzymanych wyników [1] okazało się, że zależność tę można wyrazić zapisem:

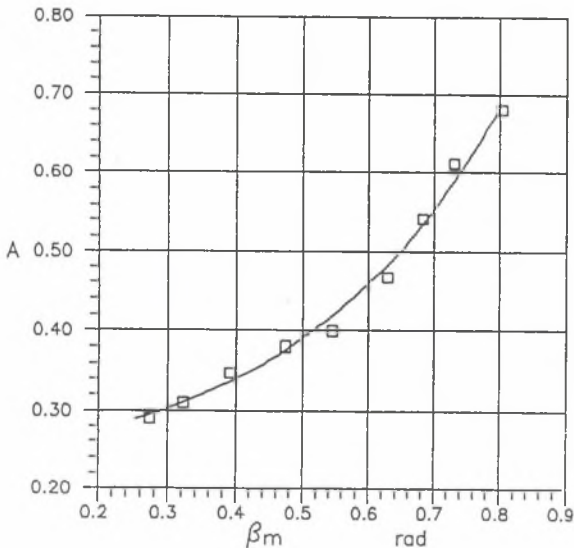
$$S = A \exp(-BQ) [1 - \exp(-CV_m)], \quad (6)$$

gdzie:

S - wielkość określająca wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanej przekładni.

Wartości współczynników A, B i C wyznaczono stosując rachunek prawdopodobieństwa i statystyki. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że wartość współczynnika A dla kół o tych samych kątach pochylenia linii zęba bez względu na sposób smarowania przekładni jest stała. Natomiast wartości współczynników B i C wynoszą: $B = 0,38$; $C = 0,061$ - w przypadku smarowania przez zanurzenie, $B = 0,20$; $C = 0,077$ - w przypadku smarowania przez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie.

Po przeprowadzeniu analizy wyników badań podjętych w ramach tematu reprezentowanego w niniejszym artykule stwierdzono, że zmiana kąta pochylenia linii zęba powoduje zmianę wartości współczynnika A występującym we wzorze (6). Badania wykazały, że wartość tego współczynnika jest zależna od kąta pochylenia linii zęba β_m (rys. 9).



Rys. 9. Wpływ kąta pochylenia linii zęba na wzrost efektywności smarowania przekładni stożkowej

Fig. 9. The influence of the angle of inclination of the teeth line over the effectiveness of lubrication of the bevel gear

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Analizując wyniki badań, można stwierdzić, że:

1. Wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej zależy między innymi od kąta pochylenia linii zęba. Ze wzrostem tego kąta wzrasta również efektywność smarowania (rys. 9), czego dowodem jest spadek obciążenia dynamicznego.

2. Poprawa skuteczności smarowania, towarzysząca wzrostowi kąta pochylenia linii zęba, nie zależy od sposobu smarowania (zanurzeniowe, natryskowe).

3. Ze wzrostem kąta pochylenia linii zęba obciążenie dynamiczne w przekładni stożkowej maleje w sposób znaczący. Spadek tego obciążenia nie jest monotoniczny (rys. 6 - 8), osiąga on lokalne minima. Minima te występują w zakresach, w których suma wskaźników przyporu czołowego i poskokowego przyjmuje wartości całkowite (2 i 3).

LITERATURA

- [1] Skoć A.: Einfluß der Getriebeschmierung auf die dynamische Zahnbelastung der Kegelarader. Tribologie und Schmierungstechnik 37 (1990) Nr 4.
- [2] Skoć A.: Dynamika stożkowa kół zębatych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1976.
- [3] Muller L., Skoć A.: Siły dynamiczne w stożkowych kołach zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 2/1979.
- [4] Muller L.: Prosta metoda pomiarów dynamicznych w kołach zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 6/1979.
- [5] Muller L.: Przekładnie zębate - Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [6] Jaśkiewicz Z.: Przekładnie stożkowe i hipoidalne. WKŁ, Warszawa 1978.
- [7] Niemann G.: Maschinenbau. Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau II Band: Getriebe, Springer, Berlin 1960.
- [8] Muller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1979.
- [9] Langenbeck K., Fritz H.: Tauchschmierung schnelllaufender Strinrader. Antriebstechnik 28 (1989) nr 3.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Stanisław PYTKO

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1992 r.

A b s t r a c t

Research was made on a stand, built specially for this purpose. The stand was working in the system of circulating power. The stand consisted of two correspondingly linked gears teeth. Their transmission ratio was identical. The gears were fed by electric engine, its rotational speed could be fluently changed in the range: $\omega = 52 - 157$ rad/s. As a result of the introducing of belt

transmission in the feeding system, the range of the rotational speed of this gear was $\omega = 61 - 398$ rad/s.

Two helpful methods of measurement were introduced in the research, stating the influence of lubrication on the dynamic loads of the wheel:

- the deformations on the base of the teeth were measured, and the sensors resistance (extensometers),
- the tangential accelerations on the perimeter of the wheels were measured, and the piezoelectric sensors were used.

It has been shown in the work [1] that the influence of lubrication on the dynamic load of a conical gear depends on the peripheral speed of wheels, load and the way of lubrication. The main purpose of the work, the results of which are shown in this article is to find out if the influence of lubrication over the dynamic load of a conical gear depends also on the angle of inclination of the teeth line. The existance of such a dependence has been proved. After analyzing the results, this dependence has been presented in the form of an empirical equation (fig. 9).

It has also been proved that the influence of lubrication over the dynamic load of the gear is caused by the change of the angle of inclination of the teeth line, it does not depend on the way the gear is lubricated (oil both lubrication, oil-mist lubrication) and on the method of cutting the teeth.