

Antoni SKOĆ

TRWAŁOŚĆ STOŻKOWYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH PRACUJĄCYCH
W UKŁADACH NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono problemy związane z awaryjnością przekładni zębatych pracujących w układach napędowych maszyn górniczych. Wskazano na znaczący udział w awaryjności stopnia pierwszego przekładni, który zazwyczaj jest stopniem stożkowym. Wykazano na podstawie badań eksperymentalnych, wpływ ilościowy i jakościowy kilku charakterystycznych cech konstrukcyjnych i montażowych na obciążenie dynamiczne zębów przekładni stożkowej. Wyniki te można wykorzystać w celu wyboru odpowiednich kierunków działania, zmierzających do zwiększenia niezawodności przekładni stożkowych.

1. WPROWADZENIE

Wzrost stopnia mechanizacji procesów urabiania, ładowania i transportu urobku w kopalniach węgla kamiennego powoduje, że również rośnie zapotrzebowanie pod względem ilościowym jak i jakościowym na przekładnie zębate, które są niezbędnym podzespołem w układach napędowych maszyn górniczych. Podejmowanie wszelkich wysiłków, zmierzających do poprawy trwałości jak i niezawodności tych przekładni jest jak najbardziej wskazane. Prowadzone badania w tym kierunku powinny być śledzone i popierane zarówno przez producentów jak i eksploatorów.

W Zakładzie Podstaw Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej od szeregu lat prowadzone są badania przekładni zębatych w szerokim zakresie, który obejmował między innymi zebranie danych dotyczących ich awaryjności w kopalniach węgla kamiennego [1]. Na przykład zebrane dane z czterech kopalń w GOP w latach 1974 i 1975 wykazały, że na 216 awarii przekładni zębatych "kątowo-walowych", pracujących w układach napędowych przenośników zgrzeblowych "Śląsk" i "Samson", czas postoju wynosił 666 godzin. Zebrane dane w tych samych kopalniach za pierwsze półrocze 1978 roku wykazały, że ilość awarii wynosiła 66 (brak danych dotyczących czasu postoju). Materiał dotyczący awaryjności przekładni zębatych w latach 1988 i 1989, które zebrano w dwóch kopalniach GOP jest aktualnie analizowany i będzie również opublikowany.

Analiza zebranych danych wykazała, że największy procentowy (30%) udział w awariach stanowią uszkodzenia uzębienia kół stożkowych (pierwszy stopień). Uszkodzenia węża łożyskowego pierwszego stopnia w ogólnej ilości awarii wynosiły około 28%.

Przedstawione jak i aktualnie zebrane dane, wskazują na potrzebę zwrócenia szczególnej uwagi w sferze badań oraz w procesach konstruowania, wytwarzania i remontu na stopień stożkowy przekładni. W tym miejscu należy przypomnieć, że zapotrzebowanie na przekładnie "kąto-walowe" w przemyśle górniozycznym wynosi około 60% ogólnego zapotrzebowania na przekładnie zębate.

Uwzględniając istnienie wyżej wymienionych problemów, jak i odczuwany w literaturze krajowej i światowej brak opracowań dotyczących zagadnień związanych z przebiegiem zjawisk dynamicznych, zachodzących podczas pracy przekładni stożkowych, podjęto w tym kierunku odpowiednie badania. W artykule przedstawiono wyniki już przeprowadzonych przez autora badań eksperymentalnych, które określają wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych i montażowych na obciążenie kół stożkowych. Wyodrębnienie odpowiednich wniosków może być przyczynkiem do polepszenia niezawodności I stopnia przekładni "kąto-walcowej".

Przedstawione w poszczególnych rozdziałach wyniki donoszą się w zasadzie do kół stożkowych, wykonanych według metody firmy Klingelberg, o parametrach:

$$\begin{aligned} \beta_m &= 34^{\circ}48' && - \text{ kąt pochylenia linii zęba w przekroju środkowym,} \\ \alpha_{On} &= 20^{\circ} && - \text{ kąt przyporu na średnicy podziałowej,} \\ m_n &= 4,5 \text{ mm} && - \text{ moduł w przekroju normalnym,} \\ u &= z_2 : z_1 = 54 : 41 && - \text{ przełożenie.} \end{aligned}$$

Parametry niektórych kół, będących obiektem badań, różnią się nieco od podanych wyżej. W takich przypadkach wartość tego parametru będzie podana w tekście odpowiedniego rozdziału.

Badania przeprowadzono na stanowisku pracującym w układzie mocy zamkniętej, które zostało szczegółowo opisane w pracy [2]. Obciążenia dynamiczne wyznaczano poprzez pomiar przyspieszeń stycznych drgań skrętnych koła [3], wykorzystując do tego celu przetworniki piezoelektryczne.

2. WPŁYW ŚLADU WSPÓŁPRACY I LUZU MIĘDZYZĘBNEGO NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE

Jednym z najważniejszych problemów przy wykonywaniu kół stożkowych o łukowej linii zęba i przy montażu tych przekładni jest uzyskanie właściwej wielkości, kształtu i lokalizacji śladu współpracy zębów. Przegląd elementów przekładni, które uległy uszkodzeniu wykazał, że zazwyczaj w uszkodzonym stopniu stożkowym (nie tylko zazębienie ale również wężel

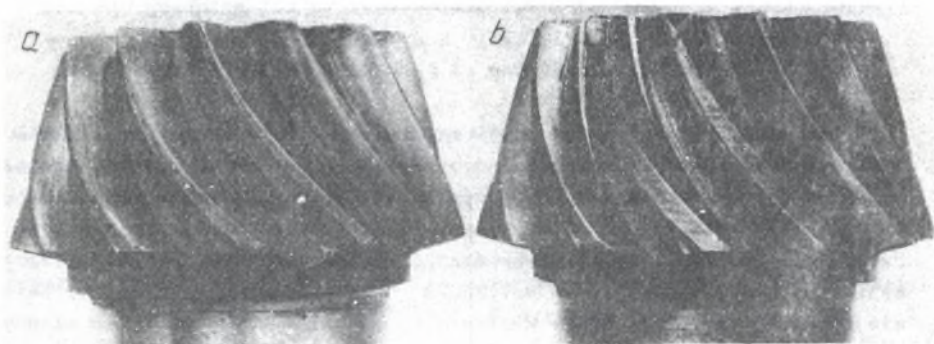
łożyskowy) stwierdzono nieprawidłowe ślady współpracy zazębienia. Na rys. 1a pokazano zębniak przekładni stożkowej, w której awarii uległy łożyska. Jak widać w tym przypadku współpraca zębów była bardzo nieprawidłowa, chociaż nie uległy one zniszczeniu, co zazwyczaj ma miejsce (rys. 1b). Prawdopodobnie nieprawidłowy ślad przyczynił się do powstania nadmiernych obciążeń dynamicznych, które spowodowały uszkodzenie łożysk, na których osadzony był wał zębniaka. Nieprawidłowy ślad współpracy jest przyczyną zmiany wskaźnika przyporu, co powoduje wzrost dynamiki przekładni a tym samym zmniejszenie się jej wytrzymałości. Na rys. 1 wyraźnie uwidocznione jest nierównomierne zużywanie się zębów, co w końcu doprowadza do ich osłabienia i złamania. W literaturze [4,5] można znaleźć informacje, które pouczają konstruktorów i wykonawców w jaki sposób ustalać należy prawidłowy ślad w przekładniach stożkowych. Natomiast brak jest danych, które informowałyby o wpływie śladu współpracy na obciążenie zębów pod względem ilościowym i jakościowym. Badania takie zostały przeprowadzone, a wyniki przedstawione (rys. 2) w formie wykresu. Na osi odciętych oznaczono stosunek

$$L'/L * 100\% = p,$$

gdzie:

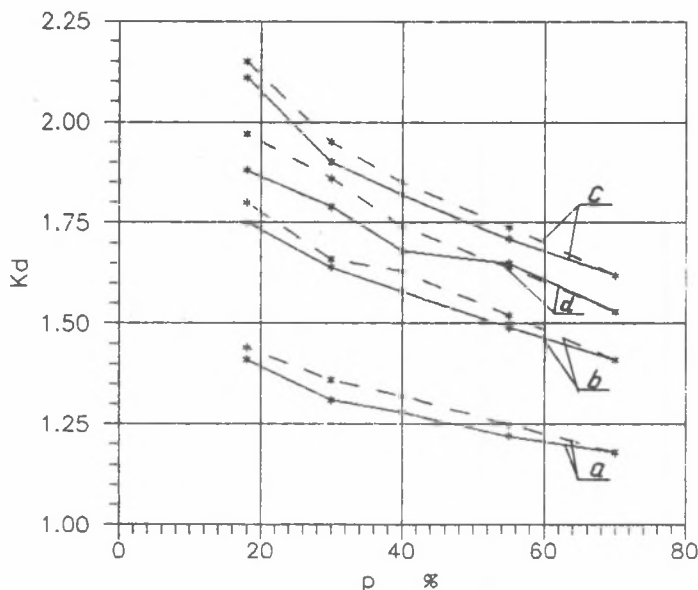
L' - długość śladu dolegania,

L - długość linii zęba.



Rys. 1. Przykłady uszkodzeń zębniaka stożkowego

Fig. 1. Examples of effects of noncorrect of teeth mating trace



Rys. 2. Wpływ śladu współpracy zębów na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Klingelnberg:

$$\beta_m = 34^{\circ}48'; \quad Q = 1 \text{ MPa}$$

a) $f_z = 1170 \text{ Hz}$, b) $f_z = 1820 \text{ Hz}$, c) $f_z = 2330 \text{ Hz}$, d) $f_z = 2450 \text{ Hz}$

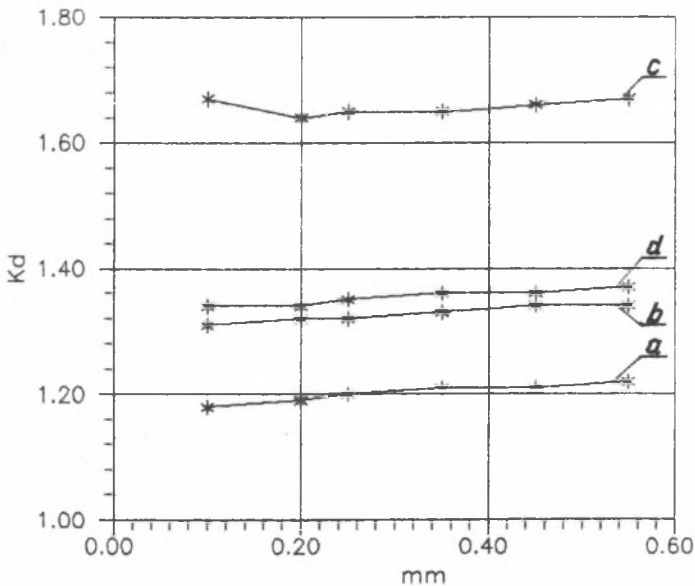
Fig. 2. Influence of teeth mating trace on value of dynamic excess coefficient. Gears with curved teeth milled acc. to Klingelnberg method:

$$\beta_m = 34^{\circ}48'; \quad Q = 1 \text{ MPa}$$

a) $f_z = 1170 \text{ Hz}$, b) $f_z = 1820 \text{ Hz}$, c) $f_z = 2330 \text{ Hz}$, d) $f_z = 2450 \text{ Hz}$

Na osi rzędnych oznaczono współczynnik nadwyżek dynamicznych. Linia kreskowa reprezentuje wyniki badań otrzymane dla śladów o różnej długości dolegania, którą zmieniano (zwiększając ją) od wewnętrznego końca zębów (wierzchołka stożka), aż do uzyskania śladu prawidłowego. Linia ciągłą oznaczono wyniki jak wyżej, lecz ślad dolegania zębów zmieniano od zewnętrznego końca zębów, aż do uzyskania również śladu prawidłowego. Zmieniając ślad współpracy zębów każdorazowo ustalano odpowiedni luz międzyzębny, którego wartość wahała się $\pm 5\%$ w odniesieniu do wartości luzu zmierzonego, gdy ślad współpracy kół był prawidłowy. Jak widać (rys. 2) nadwyżki dynamiczne wzrastają ponad 100%, gdy długość śladu zmniejszyła się około 70% w odniesieniu do śladu prawidłowego. Natomiast zmniejszenie się śladu o 35% powoduje zwiększenie się nadwyżek dynamicznych o około 50%.

Przeprowadzono również badania, które pozwoliły określić wpływ luzu międzyzębnego na obciążenie przekładni stożkowej. Przebiegi zmian wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji luzu międzyzębnego przedstawiono na wykresie (rys. 3). Zmieniając luz międzyzębny, każdorazowo ustalano prawidłowy ślad współpracy zębów. Jak widać wpływ luzu międzyzębnego na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych nie jest tak znaczący jak wpływ śladu współpracy. W przypadku gdy przekładnia pracowała w rezonansie (rys. 3 przebieg c) widać, że w pewnym przedziale obciążenie dynamiczne spada. Tłumaczyć to można tym, że gdy przekładnia pracuje przy prędkości rezonansowej a luz międzyzębny jest zbyt mały, mniejszy od amplitudy drgań, to występują uderzenia od strony "zarysów biernych" zębów, co przyczynia się do powstawania dodatkowych obciążeń dynamicznych.



Rys. 3. Wpływ luzu międzyzębnego na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Klingelberg:

$$\beta_m = 34^{\circ}48'; \quad Q = 1 \text{ MPa}$$

a) $f_z = 1170 \text{ Hz}$, b) $f_z = 1630 \text{ Hz}$, c) $f_z = 2400 \text{ Hz}$, d) $f_z = 2370 \text{ Hz}$

Fig. 3. Influence of pitch play on value of dynamic excess coefficient. Gears with curved teeth milled acc. to Klingelberg method:

$$\beta_m = 34^{\circ}48'; \quad Q = 1 \text{ MPa}$$

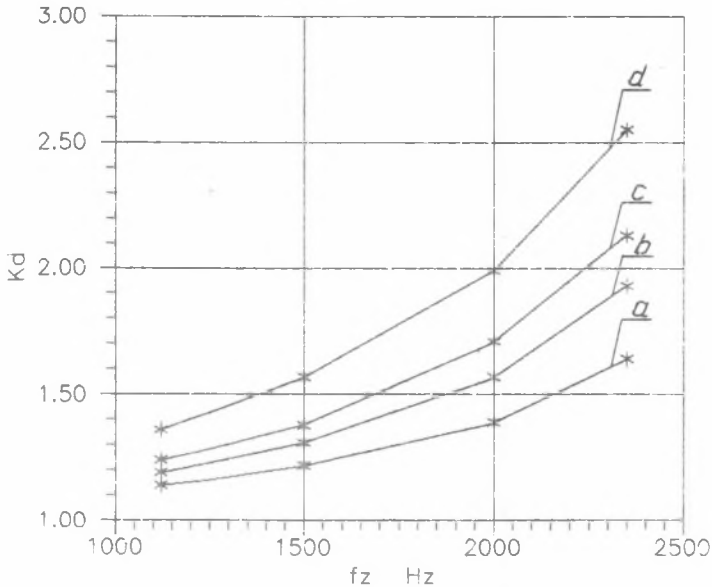
a) $f_z = 1170 \text{ Hz}$, b) $f_z = 1630 \text{ Hz}$, c) $f_z = 2400 \text{ Hz}$, d) $f_z = 2370 \text{ Hz}$

3. WPŁYW KLASY DOKŁADNOŚCI WYKONANIA ZAZĘBIENIA NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE

Badania przeprowadzono dla kół wykonanych w 6; 7; 8 i 9 klasie dokładności według GOST. Klasy dokładności ustalano poprzez pomiar:

- grubości zęba suwmiarką modułową,
- bicia uzębienia na przyrządzie firmy Zeiss,
- podziałki normalnej ręcznym przyrządem firmy Klingelberg,
- podziałki obwodowej na przyrządzie stałym firmy Klingelberg.

Dla każdej z badanych par podczas montażu ustalano jednakowy luz międzyzębny, który wynosił 0,25 mm. Ślad współpracy mierzony wzdłuż linii zęba wynosił dla każdej pary około 40% długości zęba, przy czym ślad ustalano od strony czołowej (większej średnicy) koła. Badania przeprowadzono przy różnych częstotliwościach zazębienia się zębów. Na rys. 4 przedstawione są przebiegi wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji częstotliwości zazębienia dla czterech klas dokładności wykonania zazębienia.



Rys. 4. Wpływ klasy dokładności wykonania zazębienia na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Klingelberg: $\beta_m = 34^{\circ}48'$; $Q = 1$ MPa

a) 6 - klasa dokładności, b) 7 - klasa dokładności, c) 8 klasa dokładności
d) 9 - klasa dokładności

Fig. 4. Influence of work accuracy grade on value of dynamic excess coefficient. Gears with curved teeth milled acc. to Klingelberg method: $\beta_m = 34^{\circ}48'$; $Q = 1$ MPa

a) 6 th grade, b) 7th grade, c) 8th grade, d) 9th grade

Jak widać (rys.4) bez względu na częstość zazębiania się zębów, ze wzrostem odchyłek wykonania nadwyżki dynamiczne również rosną. Analizując otrzymane wyniki można stwierdzić, że nadwyżki dynamiczne rosną od 25 - 50% jeżeli dokładność wykonania zmniejsza się o jedną klasę.

4. WPŁYW SZTYWNOŚCI TARCZY KOŁA NA POZIOM ENERGII DRGAŃ GENEROWANEJ W CZASIE ZAZĘBIANIA SIĘ ZĘBÓW

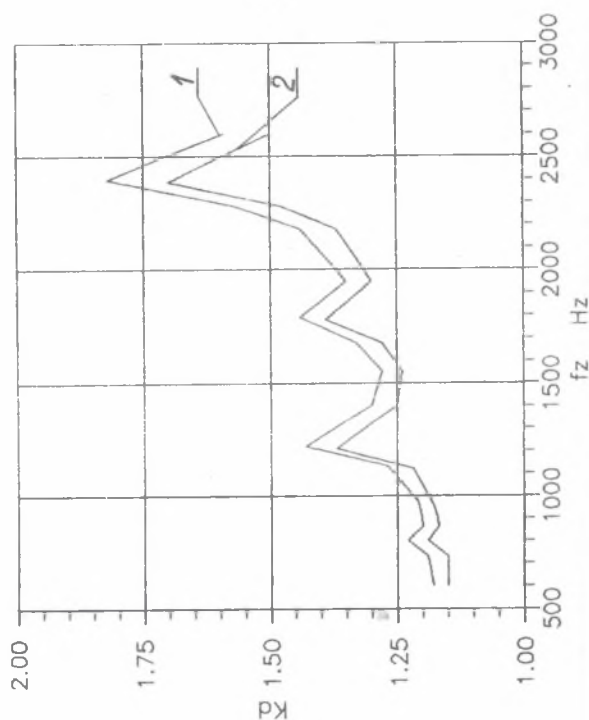
Obiektem badań były koła stożkowe o zębach łukowych wykonane według metody firmy Oerlikon w 7 klasie dokładności według GOST. Pozostałe parametry kół były takie jak podano na wstępie, wielkością różniącą się był tylko kąt pochylenia linii zęba, który wynosił: $\beta_m = 30^{\circ}03'$. Badania przeprowadzono w zakresie częstotliwości zazębiania 600 ÷ 2600 Hz dla dwóch wartości wskaźnika obciążeń Q , mianowicie 1 i 1,5 MPa.

W celu określenia wpływu sztywności tarczy koła na poziom energii drgań generowanej w czasie zazębiania się zębów, przeprowadzono pomiary przyspieszeń stycznych drgań skrętnych koła oraz analizę amplitudowo częstotliwościową. Pomiary te przeprowadzano przy różnych sztywnościach tarczy koła. Sztywność tarczy zmieniano poprzez zmianę jej grubości oraz wytaczanie na jej obwodzie rowków. W czasie montażu kół zwracano każdorazowo szczególną uwagę, aby nie zmieniać względnego położenia kół. Badania przeprowadzano kolejno, gdy grubość tarczy wynosiła: 22, 19 i 15 mm. Przy grubości tarczy 15 mm dodatkowo zmniejszono sztywność wytaczając jeden a następnie dwa rowki na jej obwodzie. Przebiegi współczynnika nadwyżek dynamicznych w funkcji częstotliwości zazębiania się zębów dla skrajnych przypadków sztywności tarcz koła pokazano na rys. 5 i 6.

W trakcie badań wpływu sztywności tarczy koła na poziom energii drgań generowanej przez zazębiające się zęby, przeprowadzono również analizę amplitudowo częstotliwościową sygnałów pochodzących z czujników piezoelektrycznych. Na rys. 7 i 8 przedstawiono przebiegi widm energii drgań w funkcji częstotliwości. Jak widać (rys. 7, 8) poziom ogólny energii drgań, jak i poziom energii w pasmach charakterystycznych dla badanego układu są niższe w przypadku, gdy grubość tarczy wynosiła 15 mm i na obwodzie były wytoczone dwa rowki.

5. UWAGI I WNIOSKI KOŃCOWE

Wyniki badań eksperymentalnych przedstawione w niniejszym artykule, wykazały wpływ ilościowy jak i jakościowy kilku charakterystycznych cech konstrukcyjnych i montażowych na obciążenie dynamiczne zębów przekładni stożkowej. Aktualnie prowadzone są dalsze badania, których celem jest poznanie w jaki sposób inne czynniki wpływają na obciążenie przekładni

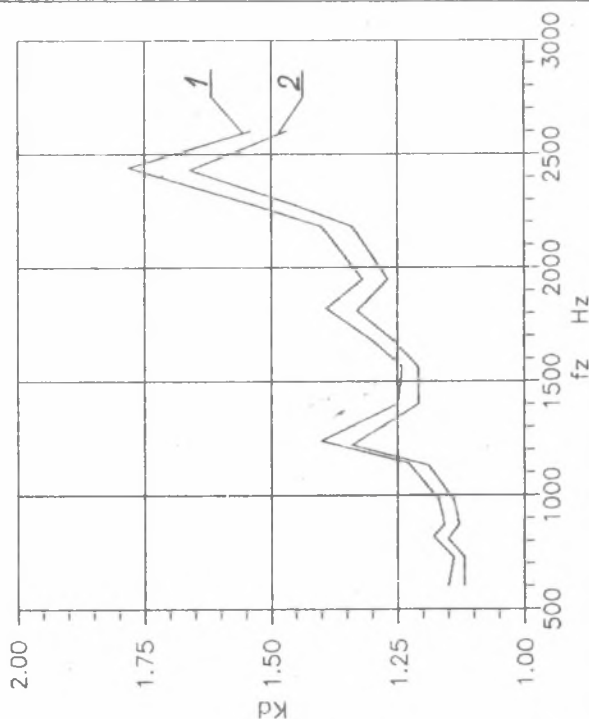


Rys. 5. Wpływ sztywności tarczy koła na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Oerlikon: $\beta_m = 30^\circ 03'$; $Q = 1$ MPa

1) $\delta = 22$ mm grubość tarczy koła, 2) $\delta = 15$ mm i wytoczone na obwodzie dwa rowki

Fig. 5. Influence of gear disk stiffness on value of dynamic excess coefficient. Gears with curved teeth milled acc. to Oerlikon method: $\beta_m = 30^\circ 03'$; $Q = 1$ MPa

thickness of disk: 1 - $\delta = 22$ mm; 2 - $\delta = 15$ mm, two grooves on the circumference

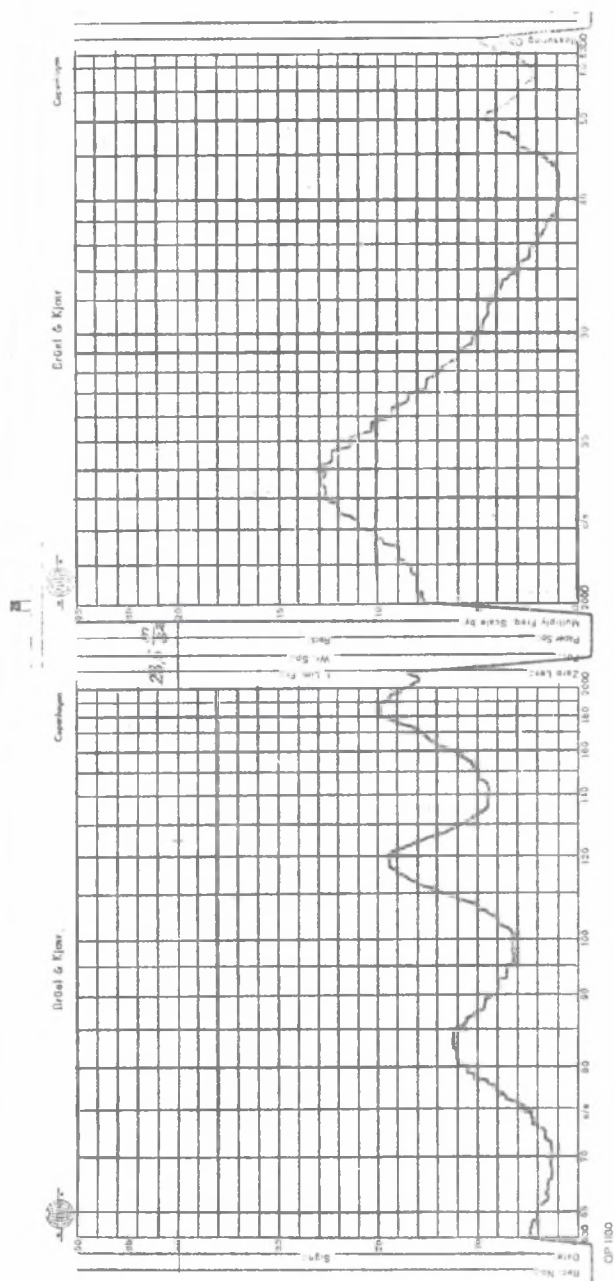


Rys. 6. Wpływ sztywności tarczy koła na wartość współczynnika nadwyżek dynamicznych. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Oerlikon: $\beta_m = 30^\circ 03'$; $Q = 1,5$ MPa

1) $\delta = 22$ mm grubość tarczy koła, 2) $\delta = 15$ mm i wytoczone na obwodzie dwa rowki

Fig. 6. Influence of gear disk stiffness on value of dynamic excess coefficient. Gears with curved teeth milled acc. to Oerlikon method $\beta_m = 30^\circ 03'$; $Q = 1,5$ MPa

thickness of disk: 1 - $\delta = 22$ mm; 2 - $\delta = 15$ mm, two grooves turned out on the circumference

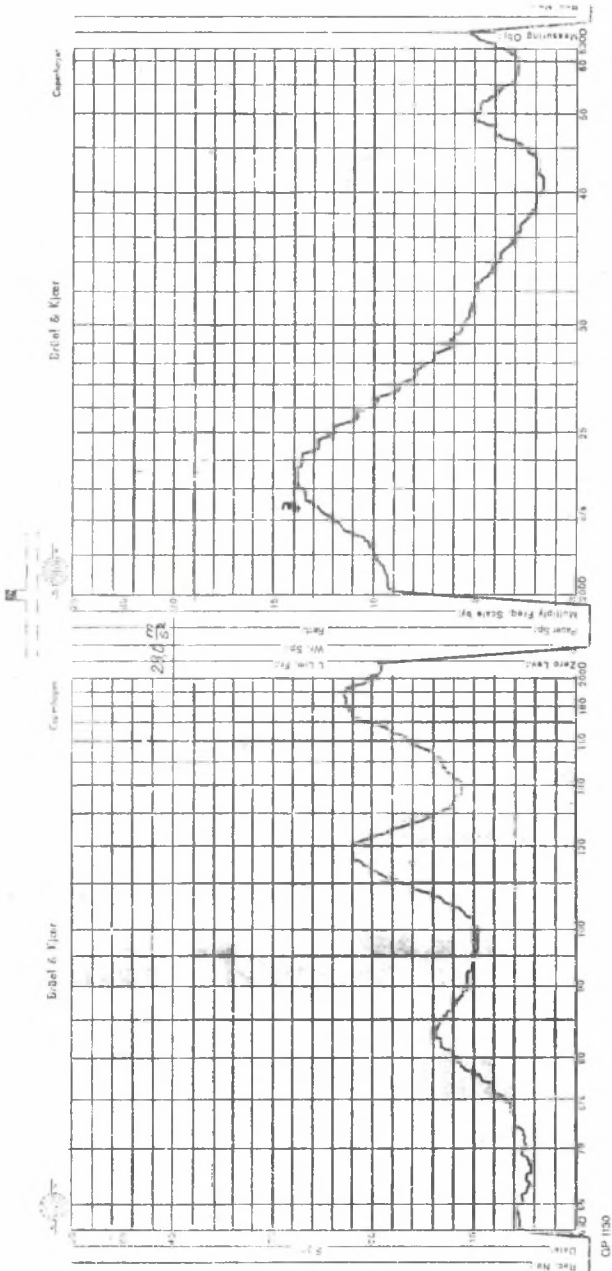


Rys. 7. Wartość skuteczną przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości. Koła o zębach łukowych frezowanych wg metody firmy Oerlikon:

$$\beta_m = 30^{\circ}03'; Q = 1 \text{ MPa}; g = 22 \text{ mm}; f_z = 1150 \text{ Hz}$$

Fig. 7. RMS value of acceleration of vibrations as function of frequency:

$$Q = 1 \text{ MPa}; f_z = 1150 \text{ Hz}; g = 22 \text{ mm}$$



Rys. 8. Wartość skuteczna przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości. Koła o zębach łukowych frekwencyjnych wg metody firmy Oerlikon:

$\beta_m = 30^{\circ}03'$; $Q = 1$ MPa; $\xi = 15$ mm i dwa rowki; $f_z = 1150$ Hz
 Fig. 8. RMS value of acceleration of vibrations as function of frequency:
 $Q = 1$ MPa; $f_z = 1150$ Hz; $\xi = 15$ mm, two grooves turned out on the circumference

stożkowej, między innymi takie jak: sposób smarowania, właściwości oleju, kąt pochylecia linii zęba czy liczba zębów.

Przy opracowaniu wyników badań, ilość wykonanych pomiarów upoważniała do zastosowania rachunku statystycznego. Mimo tego do uogólnienia otrzymanych wyników należy podejść z pewną rezerwą, pamiętając o tym, że badania przeprowadzane były na określonym obiekcie. W celu uogólnienia wyników wskazane jest, zbudować model fizyczny przekładni stożkowej uwzględniając charakterystyczne cechy tej przekładni. Wyniki badań doświadczalnych powinny być wykorzystane do weryfikacji tego modelu. Model powinien być tak zbudowany, aby istniała możliwość przeprowadzania badań, które umożliwiłyby analizować i dobierać najbardziej optymalne parametry przekładni stożkowej. Prace w tym kierunku są prowadzone i daleko zaawansowane [6], należy spodziewać się ich ukończenia do końca 1990 roku.

LITERATURA

- [1] Skoć A., Spalek J.: Opracowanie wytycznych określania dopuszczalnych błędów technologicznych dla zachowania warunku wymaganej sprawności i trwałości uzębienia przekładni stożkowych, walcowych i ślimakowych. Praca naukowo-badawcza NB-32/RG-2/78. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1978.
- [2] Müller L., Skoć A.: Siły dynamiczne w stożkowych kołach zębatych. Przegląd mechaniczny, nr 2/1979.
- [3] Müller L.: Prosta metoda pomiarów dynamicznych w kołach zębatych. Przegląd mechaniczny, nr 6/1979.
- [4] Jaśkiewicz Z.: Przekładnie stożkowe konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa 1984.
- [5] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe konstrukcja i technologia. WNT, Warszawa 1984.
- [6] Skoć A., Folwarczny B., Pękała W.: Doskonalenie konstrukcji i metod badań przekładni zębatych pracujących w układach napędowych maszyn górniczych - przenośników taśmowych, zgrzeblowych i strugów. Praca naukowo-badawcza NB-267/RG-2/87. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1989.

Recenzent: Doc. dr hab. Janusz Szopa

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1990.

ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РАБОТАЮЩИХ
В ПРИВОДАХ ГОРНЫХ МАШИН

Р е з ю м е

В работе представлено проблемы связанные с простоем из-за аварии конических зубчатых передач работающих в приводах горных машин. Доказано при помощи экспериментальных исследований зависимость динамических нагрузок в конических передачах от характерных конструктивных и монтажных черт. Эти информации по проанализовке могут быть вспомогательные при возможности повышения прочности конических передач.

LIFE OF BEVEL TOOTHED GEARS WORKING IN THE POWER
TRANSMISSION SYSTEMS OF MINING MACHINERY

S u m m a r y

Some problems with mortality of toothed gears being parts of the power transmission system of mining machinery have been presented in this paper. The first stage of gear which used to be bevel has a significant participation in the mortality of gear. The experimental results shown in the paper describe the influence of some agents on loading of bevel gear and can be used in enlarging the reliability of gear.