ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977

Seria: GÓRNICTWO z. 83 Nr kol. 551

Jacek SPAŁEK

PROGNOZOWANIE ZUŻYCIA TARCIOWEGO KÓŁ ZĘBATYCH PRZEKŁADNI MASZYN GÓRNICZYCH

Streszczenie. W artykule omówiono zagadnienie prognozowania trwałości uzębienia przekładni zębatych maszyn górniczych z uwagi na kryterium zużycia tarciowego. Metodą analizy wymiarowej ustalono ogólną funkcję procesu niszczącego oraz wyprowadzono wzór pozwalający określić wielkość zużycia liniowego zębów w funkcji parametrów materiałowych, konstrukcyjnych i warunków eksploatacyjnych. Analizę teoretyczną poparto przykładem obliczeniowym wykonanym dla nowej wersji konstrukcyjnej przekładni zębatych przeznaczonych do napędu przenośników zgrzebłowych i strugów.

1. Wprowadzenie

Przekładnie zębate górniczych maszyn przodkowych, w odróżnieniu od przemysłowych przekładni zębatych ogólnego przeznaczenia, są zespołami maszynowymi pracującymi w szczególnie trudnych warunkach. Warunki te, szerzej omówione w pracach [1 , 2] ogólnie można ująć następująco:

- obciążenie robocze przekładni charakteryzuje widmo stochastycznie zmienne z dużym udziałem przeciążeń o charakterze dynamicznym,
- w przodku panuje na ogół podwyższona temperatura i wilgotność powietrza,
- wskutek dużego zapylenia powietrza smarowane węzły tarciowe, zwłaszcza łożyska wałów i uzębienia kół przekładni zębatych pracują w środowisku silnie zanieczyszczonego smaru.

Przedstawione warunki eksploatacyjne sprzyjają przebiegowi przyspieszonych tribologicznych procesów niszczących, zwłaszcza zużycia ściernego i zatarcia.

Projektując przekładnie zębate na ogół przeprowadza się weryfikację wytrzymałościową zębów na złamanie, zmęczenie stykowe oraz w niektórych przypadkach na zatarcie. Obliczenia te zwykle przeprowadza się metodami opracowanymi przez L. Müllera [3]. Pomija się natomiast, z uwagi na brak metody, istotne dla przypadku przekładni maszyn górniczych obliczenia ze względu na kryterium zużycia tarciowego czy zużycia ściernego.

W tym opracowaniu pod pojęciem zużycia tarciowego rozumie się niszczący proces tribologiczny, polegający na przerywaniu powstających "zimnych" złączy [9] przy małym udziale mikroskrawania i bruzdowania. Przez zużycie

ścierne rozumie się natomiast proces niszczący, w którym dominujące jest mikroskrawanie i bruzdowanie powierzchni tarcia przez twarde cząstki ścierniwa (np. korundu lub kwarcu).

W opracowaniu niniejszym podjęto próbę inżynierskiego opisu i zaprognozowania zużycia tarciowego kół zębatych przekładni maszyn górniczych w oparciu o dotychczasowe wyniki badań własnych oraz opracowań literaturowych, zwłaszcza [4 i 5] oraz teoretyczną analizę tego procesu tribologicznego.

2. Ogólny opis matematyczny procesu zużycia ściernego kół zębatych

Na podstawie uzyskanych dotychczas wyników badań tribologicznych procesu zużycia ściernego można przyjąć, że dla przypadku kół zębatych z zarysem ewolwentowym ten proces niszczący opisuje funkcja postaci:

$$F(h, \varrho, I_z, \lambda, Q, R_t, n, \tau, H_m, H_s, h_o, d_s, \varphi) = 0. \qquad (1)$$

Przy czym:

- przyjęto w opisie wymiarowym jednostki układu SI,
- wielkości bezwymiarowe oznaczono symbolem b.w.

Poszczególne wielkości fizyczne występujące w funkcji (1) oznaczają:

h[m] - grubość zużytej warstwy powierzchni roboczej w okolicy stopy zęba (rys. 1),

ϱ[m] - zastępczy promień krzywizny zarysu zębów zębnika ϱ_1 i koła ϱ_2

$$\varrho = \frac{\varrho_1 \cdot \varrho_2}{\varrho_1 + \varrho_2}$$

λ[b.w.] - parametr rodzaju tarcia w zazębieniu $\lambda = \frac{h_o}{R_z}$,

przy czym: h_o[m] - minimalna grubość warstwy oleju pomiędzy zębami, określona na podstawie teorii elastohydrodynamicznej [5, 7]

R_z - średnia geometryczna wysokość mikronierówności powierzchni zębów zębnika i koła; $R_z = \sqrt{R_{z1}^2 + R_{z2}^2}$

I_z[b.w.] - intensywność zużycia tarciowego materiałów kół zębatych $I_z = \frac{h}{L_t}$

gdzie: L_t[m] - długość drogi tarcia

$Q\left[\frac{MN}{m^2}\right]$ - obciążenie jednostkowe kół zębatych $Q = \frac{P_n}{2\varrho_b}$,

gdzie: P_n[N] - siła normalna działająca w zazębieniu wynikającym z przenoszonego momentu obciążenia roboczego,

$b[m]$ - szerokość koła zębatego,

$d_t[m]$ - średnica koła zębatego w punkcie tocznym.

$R_t\left[\frac{MN}{m^2}\right]$ - wytrzymałość materiału warstwy wierzchniej zębów na ścinanie,

$n\left[s^{-1}\right]$ - prędkość obrotowa zębnika,

$\tau[s]$ - czas użytkowania przekładni zębatej,

$H_m\left[\frac{MN}{m^2}\right]$ - twardość najbardziej ściernych cząstek pyłu zanieczyszczającego smar,

$d_s[m]$ - maksymalna średnica ziarna ścierniwa,

$\varphi[b.w.]$ - stężenie zanieczyszczeń w smarze (objętościowe).

Zgodnie z zasadami analizy wymiarowej [6] funkcję (1) można przekształcić do postaci bezwymiarowych kryteriów podobieństwa K_n o liczbie: $n = m - p$; gdzie: m - liczba zmiennych wpływowych w funkcji procesu (1) p - liczba przyjętych wielkości podstawowych.

W omawianym przypadku $n = 13 - 3 = 10$. Stąd funkcję (1) można wyrazić w postaci:

$$(K_1, K_2, \ldots, K_{10}) = 0$$

Przyjmując jako wielkości podstawowe ϱ, Q oraz τ po rozwiązaniu równań wymiarowych poszczególne kryteria podobieństwa określone są przez następujące wyrażenia:

$$K_1 = \frac{h}{\varrho};\quad K_2 = \frac{Q}{R_t};\quad K_3 = I_z;\quad K_4 = \lambda;\quad K_5 = n.\tau$$

$$K_6 = \frac{H_m}{Q};\quad K_7 = \frac{H_s}{Q};\quad K_8 = \frac{\varrho}{h_o};\quad K_9 = \frac{\varrho}{d_s};\quad K_{10} = \varphi$$

Wprowadzając ponadto kombinacje liniowe kryteriów:

$$K_8' = K_1 : K_8 = \frac{h_o}{h}$$

$$K_6' = K_2 : K_6 = \frac{H_m}{R_t}$$

$$K_7' = \frac{H_m}{H_s} = K_6 : K_7$$

$$K_9' = K_9 : K_8 = \frac{h_o}{d_s}$$

funkcja (2) przybiera postać:

$$f(\frac{h}{\varrho}, \frac{h_o}{h}, I_z, \lambda, \frac{\varrho}{R_t}, n.\tau, \frac{H_m}{R_t}, \frac{H_m}{H_s}, \frac{h_o}{d_s}, \varphi) = 0 \tag{3}$$

Wyrażając funkcję (3) jako iloczyn funkcji:

$$f(K_n) = f_1(K_i) \cdot f_2(K_{n-1}), \tag{4}$$

gdzie:

$$f_1(K_i) = f_1(\frac{h}{\varrho}, \frac{h_o}{h}, I_z, \lambda, \frac{\varrho}{R_t}, n.\tau, \frac{H_m}{R_t}), \tag{5}$$

$$f_2(K_{n-1}) = f_2(\frac{H_m}{H_s}, \frac{h_o}{d_s}, \varrho) \tag{6}$$

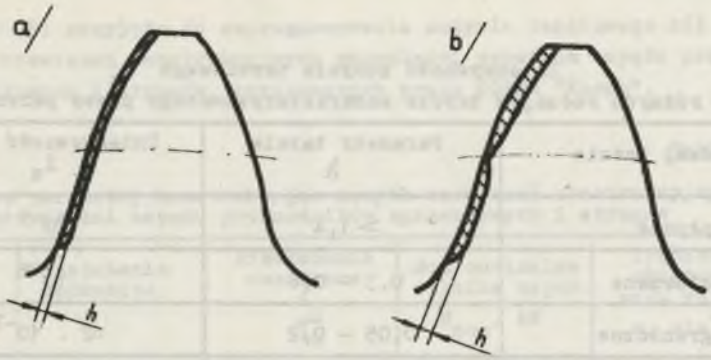
możemy przyjąć następującą interpretację fizyczną: funkcja opisująca proces zużycia ściernego $f(K_n)$ jest iloczynem funkcji procesu zużycia tarciowego $f_1(K_i)$ oraz funkcji $f_2(K_{n-1})$, opisującej wpływ ścierniwa zawartego w oleju na proces zużycia ściernego warstwy wierzchniej.

W dalszych rozważaniach szczegółowo przeanalizowano funkcję procesu zużycia tarciowego $f_1(K_i)$. Opis inżynierski funkcji $f_2(K_{n-1})$ wymaga dalszych, szerokich badań doświadczalnych w celu określenia ilościowego wpływu poszczególnych kryteriów na proces zużycia ściernego. Badania te są przedmiotem dalszych prac autora.

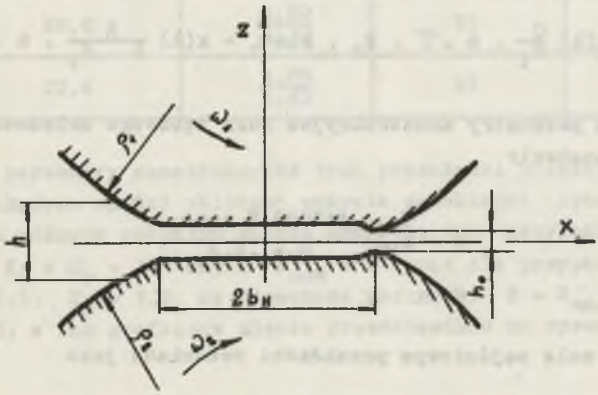
3. Określenie zużycia tarciowego kół zębatych

W oparciu o rozważania przeprowadzone w rozdziale 2 podstawę do ustalenia zależności zużycia liniowego zębów "h" (rys. 1) w funkcji materiałowych, geometrycznych i eksploatacyjnych parametrów kół zębatych stanowi w ogólności funkcja procesu zużycia tarciowego (5), przy czym zapis funkcji (5) można sprowadzić do prostszej postaci, przyjmując następujące założenia:

- zużycie tarciowe występuje w obszarze ścisłego styku zębów (rys.2) tzn. dla $K_8' = \frac{h_o}{h} = 1$,



Rys. 1. Szkic charakteru zużycia tarciowego zębów dla przekładni słabo obciążonych "a" oraz silnie obciążonych "b"



Rys. 2. Schemat kontaktu tarciowego dwu walców zastępczych, modelujących współpracę dwu zębów ewolwentowych

- istnieje ścisła zależność intensywności zużycia I_z od parametru rodzaju tarcia, czyli $I_z = k(\Lambda)$. Wartość $k(\Lambda)$ na podstawie przeprowadzonych badań [5, 4] podano w tablicy 1.
- kryterium $K_6 = \frac{H_m}{R_t}$ stanowi uogólnioną stałą materiału kół zębatych, przy czym, istnieje ścisła zależność liniowa pomiędzy twardością warstwy wierzchniej H_m a jej wytrzymałością na ścinanie R_t.

Uwzględniając te założenia, jak również biorąc pod uwagę dotychczas uzyskane wyniki badań doświadczalnych procesu zużycia tarciowego, a w szczególności prace [5, 4] oraz wyniki badań własnych, wzór określający zużycie "h" zębów można zapisać w postaci:

$$\frac{h}{\varrho} = k(\Lambda) \cdot \frac{\varrho}{R_t} \cdot n \cdot \tau \qquad (7)$$

Tablica 1

Intensywność zużycia tarciowego I_z
dla różnych rodzajów tarcia scharakteryzowanego przez parametr

Rodzaj tarcia	Parametr tarcia λ	Intensywność zużycia I_z
Tarcie płynne	$>1,4$	10^{-9}
Tarcie mieszane	0,3 - 0,6	10^{-8}
Tarcie graniczne	0,05 - 0,2	$2 \cdot 10^{-7}$
Tarcie suche	$>0,01$	$5 \cdot 10^{-6}$

czyli

$$h = k(\lambda) \frac{Q}{R_t} \cdot n \cdot \tau \cdot d_t \cdot \sin\alpha_t = k(\lambda) \frac{R}{b \cdot R_t} \cdot n \cdot \tau \qquad (8)$$

Wprowadzając parametry konstrukcyjne koła zębatego zależność (8) można sprowadzić do postaci:

$$h = k(\lambda) \frac{117000\ N \cos\beta_o}{m \cdot z_1 \cdot b \cdot R_t}, \qquad (9)$$

gdzie:

N - moc na wale wejściowym przekładni rozumiana jako

$$N = N_{nom} \cdot K_p \cdot K_d \cdot K_r, \qquad (10)$$

przy czym: N_{nom} - moc nominalna w kW
K_p, K_d, K_r - współczynniki: przeciążenia, sił dynamicznych i nierównomierności rozkładu obciążenia w zazębieniu wg [3].

β_o - kąt pochylenia linii zęba,
m - moduł koła zębatego w mm,
α_t - kąt przyporu na średnicy tocznej,
z_1 - liczba zębów w zębniku,
b - szerokość koła w mm,
P - siła obwodowa działająca w zazębieniu w niutonach,
R_t - wytrzymałość materiału warstwy wierzchniej kół zębatych na ścinanie w daN/mm^2,
τ - czas pracy przekładni w godz.

Zależność (9) przyjęto do zaprognozowania zużycia tarciowego kół zębatych nowych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni zębatych napędu przenośników zgrzebłowych i strugów, opracowanych przez COPKM "Komag".

Tablica 2

Podstawowe parametry konstrukcyjne nowych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni napędu przenośników zgrzebłowych i strugów

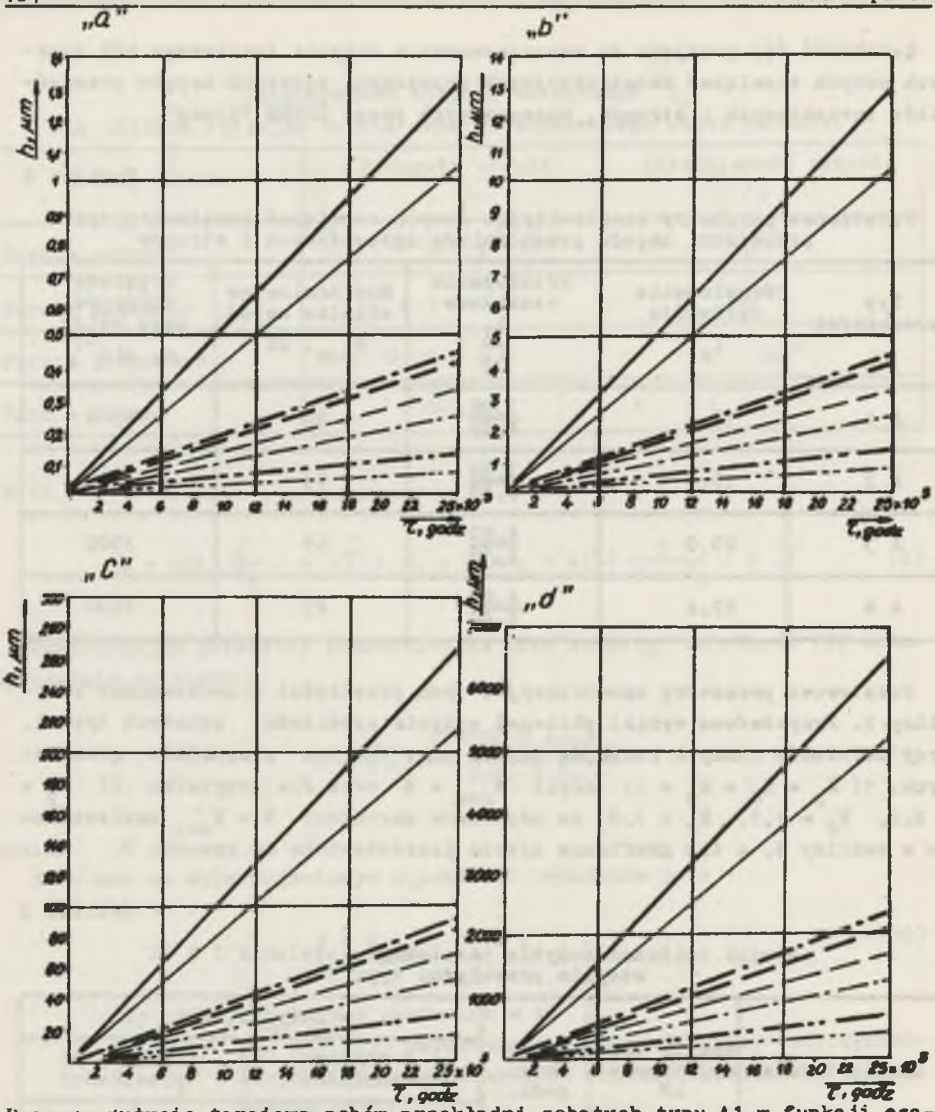
Typ przekładni	Przełożenie całkowite i_c	Przełożenia cząstkowe $\frac{i_1}{i_2}$	Moc nominalna silnika napęd. N_{nom}, kW	Prędkość obrotowa wału wejść. n, min^{-1}
A 1	12,5	$\frac{3,08}{4,10}$	90	1500
A 2	16,0	$\frac{3,90}{4,10}$	75	1500
A 3	20,0	$\frac{4,80}{4,10}$	55	1500
A 4	22,4	$\frac{4,80}{4,40}$	45	1500

Podstawowe parametry konstrukcyjne tych przekładni przedstawiono w tablicy 2. Przykładowe wyniki obliczeń zużycia przekładni zębatych typu A, przy założeniu różnych rodzajów tarcia oraz dla dwu przypadków granicznych: 1) $K_p = K_d = K_r = 1$, czyli $N_{nom} = N$ oraz dla przypadku 2) $K_p = 2,0$, $K_d = 1,5$, $K_r = 1,0$, co odpowiada warunkowi $N = N_{max}$ zamieszczono w tablicy 3, a ich graficzne ujęcie przedstawiono na rysunku 3.

Tablica 3

Wyniki obliczeń zużycia tarciowego uzębienia I i II stopnia przekładni typu A1

Rodzaj tarcia	Moc na wale wyjściowym kW	Czas ekspl. godz.	Zużycie, μ_m			
			I stopień przekładni		II stopień przekładni	
			zębnik	koło	zębnik	koło
1	2	3	4	5	6	7
Płynne	N_{max}	25000	1,340	0,462	1,071	0,278
	N_{nom}	25000	0,446	0,154	0,371	0,092
Mieszane	N_{max}	25000	13,396	4,616	10,716	2,777
	N_{nom}	25000	4,465	1,539	3,572	0,926



Rys. 3. Zużycie tarciowe zębów przekładni zębatych typu A1 w funkcji czasu pracy przekładni dla dwu przypadków obciążenia

$N = N_{nom}$ - linie cienkie oraz $N = N_{max}$ ($K_p = 2,0$; $K_d = 1,5$; $K_r = 1,0$) - linie grube

Oznaczenia: a, b, c, d - tarcie płynne, mieszane, graniczne, suche linia ciągła - zużycie zębnika I stopnia, linia punktowa - zużycie koła I stopnia, linia kreskowa - zużycie zębnika II stopnia, linia dwupunktowa - zużycie koła II stopnia

cd. tablicy 3

1	2	3	4	5	6	7
Graniczne	N_{max}	25000	267,90	92,32	214,30	55,54
	N_{nom}	25000	89,30	30,77	71,44	18,51
Suche	N_{max}	25000	6697,8	2308,0	5358,1	1388,5
	N_{nom}	25000	2232,6	769,34	1786,0	462,75

4. Wnioski końcowe

Z przeprowadzonej teoretycznej analizy oraz otrzymanych wyników obliczeń wynikają następujące wnioski:

- zaproponowany przez autora wzór (7) jest poprawny pod względem fizykalnym i znajduje potwierdzenie w wynikach uzyskanych w modelowych badaniach doświadczalnych. Może być więc wykorzystany do prognozowania zużycia tarciowego nowo projektowanych przekładni zębatych. Szersze stosowanie tego wzoru wymaga weryfikacji w oparciu o wyniki badań eksploatacyjnych;
- uzyskane wyniki obliczeń wskazują na istotną rolę warunków smarowania w zagadnieniach odporności kół zębatych na zużycie tarciowe.

Przykładowo z rys. 3 wynika, że przy założeniu czasu pracy przekładni τ = 20 000 godzin zużycie tarciowe mierzone ubytkiem liniowym "h" przy tarciu płynnym, mieszanym, granicznym i suchym pozostaje odpowiednio w stosunkach 1:10:220:5200. Wynika stąd wniosek o konieczności takiego doboru parametrów geometrycznych kół zębatych, aby zapewnić w ustalonej pracy przekładni spełnienie warunku tarcia płynnego w zazębieniu. Sprawdzenie tego warunku może opierać się na pracy [7],

- uzyskane wyniki w prognozowaniu zużycia tarciowego należy rozumieć jako dolne wartości graniczne w ogólnej analizie procesu zużycia ściernego, tj. przy założeniu smarowania olejem bez zanieczyszczeń .

Analiza zależności (4) wskazuje bowiem, że funkcja wpływu ścierniwa $f_2(K_{n-i})$ przyjmuje wartości większe od jedności, co potwierdzają dotychczasowe wyniki literaturowe oraz wstępne badania własne [8].

LITERATURA

[1] Pakleza J., Ścieszka St., Spałek J.: Zużycie maszyn górniczych w środowisku kopalnianym. Przegląd Górniczy, nr 2, 1975.

[2] Spałek J.: Problemy trybologiczne w maszynach górniczych przodkowych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 3, 1975.

[3] Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe, WNT, Warszawa 1972.

[4] Drozdow J.N.: Primiery postrojenija rasczetnoj metodiki na dołgowiecznost uzła trienija funkcjonirojuszczich w ekstremalnych usłowijach. W sb. "Tiepłowaja dinamika i modelirowanije wnieszniego trienija", Nauka, Moskwa 1975.

[5] Wellauer E.J., Holloway G.A.: Application of EHD Oil Film Theory to Industrial Gear Drives. Transactions of the ASME, May 1976.

[6] Müller L.: Teoria podobieństwa mechanicznego, WNT, Warszawa 1961.

[7] Spałek J., Folwarczny B., Maj J.: Wykorzystanie teorii elastohydrodynamicznego smarowania do określenia stopnia bezpieczeństwa na zatarcie kół zębatych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 5, 1977.

[8] Spałek J.: Trwałość smarowanych węzłów tarciowych maszyn górniczych. Materiały IV Krajowego Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych, OPT, Katowice, 13-16.12.1977 (w druku).

[9] Reich K.: Problemy temperatur chwilowych styku pary ciernej w ujęciu probabilistycznym. Prace ZKMPW, Zeszyt nr 89, "Śląsk", Katowice 1973.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА ТРЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ПЕРЕДАЧ ГОРНЫХ МАШИН

Р е з ю м е

В статье рассматривается вопрос прогнозирования прочности зубчатого венца зубчатых передач горных машин из-за критерии износа трения. Методом размерного анализа определено общую функцию процесса разрушения, а также выведено формулу дающую возможность определения величины линейного износа зубьев в функции материальных параметров, конструкционных и эксплуатационных условий. Теоретический анализ обосновано вычислительным примером выполненным для новой конструкционной версии зубчатых передач предназначенных для привода скребковых конвейеров иструговых установок.

PREDICTING GEAR FRICTION WEAR IN MINING TRANSMISSIONS

S u m m a r y

The paper discusses predicting of tooth durability in mining transmissions because of friction wear. By size analysis a general function of destruction has been determined and a formula established for linear tooth wear in the function of materials parameters, construction requirements and operating conditions. A calculations example for a new transmission for scraper belts and wedgeheads has been supplied.