

Miron Czerniec¹, Viktor Bereza², Jurij Czerniec³

OSZACOWANIE WPŁYWU MODUŁU NA TRWAŁOŚĆ STOŻKOWEJ PRZEKŁADNI EWOLWENTOWEJ O ZĘBACH SKOŚNYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono zmodyfikowaną metodę badania kinetyki zużywania przekładni stożkowych z zębami skośnymi oraz przebadano wpływ modułu na ich trwałość. Ustalono, że zwiększenie modułu powoduje wzrost trwałości. Wyniki obliczeń podano w postaci graficznej.

Słowa kluczowe: przekładnia stożkowa o zębach skośnych, metoda badania kinetyki zużywania, moduł zazębienia, trwałość.

WSTĘP

Dla opisu procesu zużywania w przekładniach zębatych gdzie występuje toczenie z poślizgiem stosowany jest autorski model matematyczny zużywania ściernego [1]. W oparciu o ten model tribologiczny przez autorów została opracowana metoda na szacowanie trwałości przekładni zębatych walcowych w dowolnie wybranym punkcie zarysu zęba [2]. W pracy [3] z wykorzystaniem tej metody przeprowadzono analizę wpływu pochylenia linii zębów na zużycie, naciski stykowe oraz prędkość poślizgu. Jednym z najważniejszych parametrów przekładni zębatych jest moduł zazębienia. W literaturze brak danych dotyczących analizy wpływu modułu na trwałość przekładni walcowych oraz stożkowych. W artykule przedstawiono zmodyfikowaną metodę badania kinetyki zużywania przekładni stożkowych z zębami skośnymi oraz przebadano wpływ modułu na ich trwałość.

BADANIE KINETYKI ZUŻYWANIA

Zgodnie z wynikami pracy [3] wzór na zużycie liniowe w dowolnym punkcie j zarysu ma postać:

¹ Instytut Technologicznych Systemów Informacyjnych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska.

² Katedra Podstaw Technologii, Państwowy Uniwersytet Pedagogiczny w Drohobyczu (Ukraina).

³ Dział Badań Naukowych, Państwowy Uniwersytet Pedagogiczny w Drohobyczu (Ukraina).

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{jmax})^{m_k}}{C_k (0.35R_m)^{m_k}}, \quad (1)$$

gdzie:

h'_{kj} - zużycie zębów w punkcie j zarysu w ciągu czasu t'_j przemieszczenia tego punktu na odległość $2b_j$ ($2b_j$ - szerokość pola styku zębów);

k - numeracja kół: 1 – zębnik, 2 – koło zębate;

f – współczynnik tarcia ślizgowego;

v_j – prędkość poślizgu;

p_{jmax} - maksymalne naciski stykowe;

C_k, m_k - wskaźniki odporności na zużycie materiałów pary tribologicznej;

R_m - doraźna wytrzymałość materiału przy rozciąganiu;

$t'_j = 2b_j / v_0$ - czas zużywania się;

$v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$ - prędkość przemieszczenia się punktu styku po zarysie zęba;

$\alpha = 20^\circ$ – nominalny kąt przyporu;

ω_1 - prędkość kątowa zębownika;

$r_1 = z_1 m_n / \cos \beta$ - promień kół podziałowego zębownika, który zmienia się wzdłuż zęba ;

$m_n = m$ – normalny moduł zazębienia zmienny wzdłuż zęba;

β - kąt pochylenia linii zębów.

Dla oceny zużycia stożkowych kół zębatach wykorzystano zastępcze koła walcowe o zewnętrznym oraz wewnętrznym modułu zazębienia. Moduł normalny $m_{max} \leq m_{mn} \leq m_{min}$ zęba koła stożkowego będzie zmienny na jego długości.

Odpowiednio w skośnych przekładniach zębatach czołowy moduł zazębienia

$$m_{te} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta} + \frac{b \sin \delta_1}{z_{1K}}. \quad (2)$$

Czołowy moduł zazębienia wzdłuż zęba koła stożkowego w przekrojach y będzie:

$$m_t = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te}, \quad (3)$$

gdzie:

b - długość zębów;

$y = 0 \dots b$ - współrzędna przekroju zęba.

Normalny moduł zazębienia m_n wzdłuż zęba

$$m_n = m_t \cos \beta = \left(1 - \frac{y}{R_e}\right) m_{te} \cos \beta. \quad (4)$$

Wymiary oraz parametry kół skośnych zębatych :

a) średnice średnie: $d_{m1} = m_{nm} z_{1K} / \cos \beta$, $d_{m2} = m_{nm} z_{2K} / \cos \beta$;

b) liczba zębów kół stożkowych: z_{1K} , z_{2K} ;

c) liczba przełożenia $u_K = z_{2K} / z_{1K}$;

d) długość tworzącej stożków podziałowych $R_e = R_m + 0.5b$;

e) długość średnia tworzącej stożków podziałowych $R_m = d_{m1} / 2 \sin \delta_1$;

f) kąty stożków podziałowych: $tg \delta_1 = u_K^{-1}$, $tg \delta_2 = u_K$;

i) szerokość wieńca zębatego $b = R_m \psi / (1 - 0,5\psi)$,

Parametry kół walcowych zastępczych:

a) liczba zębów: $z_1 = z_{1K} / \cos \delta_1$, $z_2 = z_{2K} / \cos \delta_2$;

b) liczba przełożenia $u = z_2 / z_1 = u_K^2$.

Zużycie zębów w dowolnym punkcie j zarysu w ciągu zadanego czasu t^* pracy przekładni

$$h_k = 60 n_k h'_{kj} t^*. \quad (5)$$

Obliczenie trwałości przekładni dla zadanego granicznego zużycia h_{k*} przeprowadza się według wzoru:

$$t = h_{k*} / 60 n_k h'_{kj}. \quad (6)$$

Maksymalne naciski stykowe $p_{j\max}$ oraz szerokość pola styku $2b_j$ w j -ym punkcie oblicza się według wzorów Hertza

$$p_{j\max} = 0.564 \sqrt{N' \theta / \rho_j}, \quad 2b_j = 2.256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (7)$$

gdzie:

$$N' = N / l_{m^*} w ;$$

N – siła międzyzębna;

$$\theta = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2 ;$$

E, ν – moduły Younga oraz współczynniki Poissona materiałów zębów;

l_{min} - minimalna długość linii przyporu w zazębieniu;

ρ_j - zredukowany promień krzywizny zarysów zębów;

w – liczba zazębnień;

n_k - liczba obrotów kół.

Dla walcowej zastępczej przekładni zębatej o zębach skośnych

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad (8)$$

gdzie krzywizny zarysów zębów

$$\rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b},$$

$$\beta_b = \arccos(\cos \beta \cos \alpha_t), \quad \alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right),$$

$$\rho_{t1j} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{t1j}, \quad \rho_{t2j} = r_2 \sqrt{(r_{2j} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad \alpha_{t1j} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{t10} + j \Delta \varphi),$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, \quad r_1 = m z_1 / 2 \cos \beta, \quad r_2 = m z_2 / 2 \cos \beta,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{t10} = (1 + u) \operatorname{tg} \alpha_t - \frac{u}{\cos \alpha_t} \sqrt{(r_{a2} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t},$$

$$r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2 a_w r_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})}, \quad a_w = (z_1 + z_2) m / 2 \cos \beta,$$

$$r_{1j} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t1j}, \quad r_{a2} = r_2 + m,$$

gdzie:

r_1, r_2 – promienie kół podziałowych zębniaka oraz koła zębatego;

$\Delta \varphi = 4^0$ - odstęp katowy między kolejnymi punktami przyporu

(punkt 0 – wejście w zazębienie, punkt 1, 2, 3 itd);

u – liczba przełożenia ;

z_1, z_2 - liczba zębów kół.

Prędkość poślizgu

$$v_{j\beta} = \left| -\omega_1 \frac{r_{b1}}{r_{b2}} (r_{b1} + r_{b2}) [\operatorname{tg} \alpha_t - j \Delta \varphi - \alpha_{t10}] \right|. \quad (9)$$

Minimalna długość linii przyporu

$$l_{min} = \frac{b\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{(1-n_\alpha)(1-n_\beta)}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \text{ gdy } n_\alpha + n_\beta > 1,$$

$$l_{min} = \frac{b\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \text{ gdy } n_\alpha + n_\beta \leq 1,$$

gdzie:

n_α, n_β - części ułamkowe współczynników pokrycia $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$;

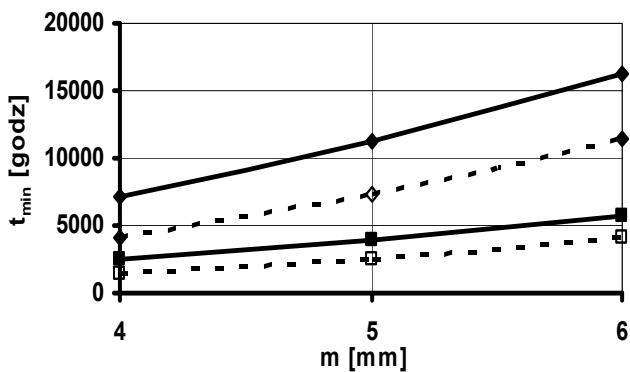
$$\varepsilon_\alpha = \frac{t_1 + t_2}{t_z}, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m}, \quad t_1 = \frac{e_1}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_2 = \frac{e_2}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_z = \frac{2\pi}{z_1 \omega_1},$$

$$e_1 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t.$$

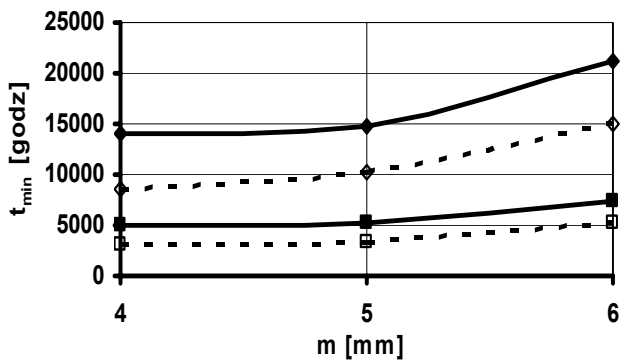
Rozwiązanie zagadnienia przeprowadzono według następujących danych wyjściowych:

- $n_1 = 750$ obr/min; $\beta = 0^0, 10^0, 20^0$; $f = 0.07$; $m = 4, 5, 6$ mm; $u_K = 5$ ($u = 25$); $z_{1K} = 20$; $P = 20$ kW; $b = 50$ mm; $\psi = 0.19 \dots 0.35$; $h_\bullet = 0.3$ mm ;
- materiały kół - zębnik – stal 38HMJA, azotowana na głębokość 0.4 ... 0.5 mm, HB 600; $R_m = 1040$ MPa, $R_{0.2} = 730$ MPa, $\tau_{S1} = 365$ MPa, $C_1 = 3.5 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$; koło zębate – stal 40H, hartowanie, HB 341; $R_m = 981$ MPa, $R_{0.2} = 690$ MPa, $\tau_{S2} = 345$ MPa, $C_2 = 0.17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2.5$; $E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^6$ MPa, $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$;
- smarowanie – olej z lepkością kinematyczną $\nu_{+50^0} \approx 15$ sSt; zazębienie jednoparowe oraz dwuparowe.

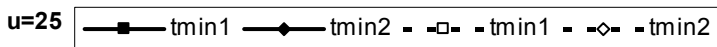
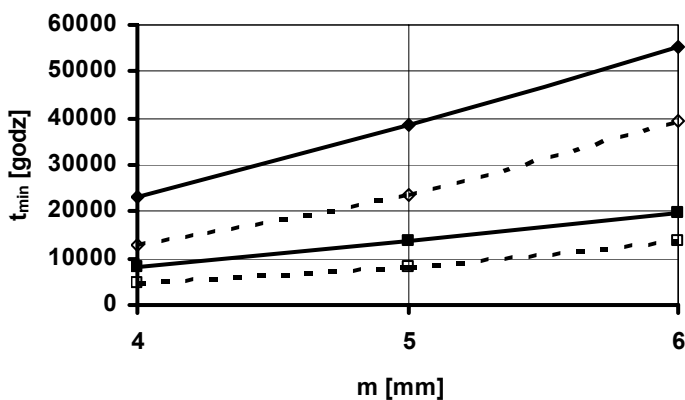
Wyniki rozwiązania numerycznego podano na rys. 1.



a) $\beta=0^\circ$



b) $\beta=10^\circ$



c) $\beta=20^\circ$

Rys. 1. Zależność trwałości przekładni od modułu zazębienia: linie ciągłe odpowiadają $y = 0$, linie kreskowe – $y = b$, $tmin1$ – zazębienie jednoparowe, $tmin2$ – zazębienie dwuparowe

PODSUMOWANIE

W wyniku rozwiązania numerycznego ustalono, że trwałość przekładni ulega znacznemu zwiększeniu ze wzrostem kąta pochylenia zębów oraz ze zwiększeniem modułu.

LITERATURA

1. Czerniec M. Wytrzymałość stykowo-tarciowa oraz trwałość systemów tribotechnicznych ślizgowych. Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2000. 490 s.
2. Czerniec M., Kielbiński J. Prognozowanie trwałości tribologicznej kół zębatach walcowych ewolwentowych. Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2003. 144 s.
3. Czerniec M., Kielbiński J. Analiza wpływu pochylenia linii zębów w przekładni walcowej ewolwentowej na zużycie, naciski stykowe oraz prędkość poślizgu. Tribologia 5/2008.

VALUE OF MODULE INFLUENCE ON CONIC EVOLVENT GEAR LONGEVITY WITH OBLIQUE COGS

Abstract

In the article modified investigation method of kinetics wear of conic gears with oblique cogs has been presented. Established, that module increase leads to increase of longevity. Results of investigations have been presented graphically.

Key words: conic gear with oblique cogs, investigation method of kinetics wear, hooking module, longevity.