

Чернець М.В., *****Ярема Р.Я., *****

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка.

** Люблінський політехнічний інститут, м. Люблін, Польща.

*** Львівський локомотиворемонтний завод

**ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ З АРХІМЕДОВИМ
ТА ЕВОЛЬВЕНТНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ**

Поряд із широко використовуваними черв'ячними передачами з архімедовим черв'яком в сучасному машинобудуванні відомі інші види передач з опуклим (вгнути) робочим профілем витків черв'яка чи зубів черв'ячного колеса: евольвентним, коловим, еліптичним, конволутним, епіциклоїдальним, параболічним, гіперболічним та ін. [3]. До достатньо поширених відносяться передачі з евольвентним черв'яком. В літературі відомо розрахунковий метод дослідження кінетики зношування черв'ячних передач з архімедовим черв'яком [4]. Нижче із застосуванням цього методу проведено порівняльну оцінку довговічності передач з архімедовим та евольвентним черв'яками.

На основі узагальненої методології дослідження кінетики зношування при терті ковзання [1] та методу прогнозування довговічності циліндричних зубчастих передач [2] функцію лінійного зношування зубів черв'ячного колеса отримано [4] у вигляді:

$$h'_{2j} = \frac{v_{sj} t'_j (f p_{j\max}^{(w)})^{m_2}}{C_2 (\tau_{s2})^{m_2}}, \quad (1)$$

де v_{sj} – швидкість ковзання у j -ій точці зачеплення;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

t'_j – час трибоконтакту спряжених профілів у j -их точках на шляху тертя $2b_j$;

p_j – максимальні контактні тиски за Герцом;

w – кількість пар зачеплень витків черв'яка з зубами колеса;

j – точка зачеплення спряжених профілів;

C, m – характеристики зносостійкості матеріалу зубів черв'ячного колеса у парі із стальним черв'яком при граничному терті [1];

$\tau_{s2} \approx 0,35\sigma_{b2}$ – границя міцності на зріз матеріалу зубів колеса;

σ_{b2} – його границя міцності при розтягу.

Час трибоконтактною взаємодії встановлюється наступним чином:

$$t'_j = 2b_j / v_{sj}.$$

Контактний тиск $p_{j\max}$ та ширина $2b_j$ площадки контакту:

$$p_{j\max}^{(w)} = 0,564 \sqrt{N' / w \theta \rho_j b}, \quad 2b_j^{(w)} = 2,256 \sqrt{\Theta N' \rho_j / bw}, \quad (2)$$

де N' – сила у зачепленні;

$$\theta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2;$$

μ, E – коефіцієнт Пуасона та модуль Юнга матеріалів черв'ячної передачі;

ρ_j – зведений радіус кривизни у j -ій точці зачеплення;

b – ширина черв'ячного колеса.

Для архімедового черв'яка:

$$\rho_j = \left(\frac{d_2}{2} \sin \alpha_{xj} + e_{pAj} \right). \quad (3)$$

Для евольвентного черв'яка:

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}. \quad (4)$$

$$\rho_{1j} = -\frac{r_b \operatorname{tg} \alpha_{cj}}{\cos^3 \alpha_{pxj} \operatorname{tg} \gamma_b \cos^2(\alpha_{cj} + \varepsilon_j)}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{1j} r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} e_{pAj} - e_{pAj}^2}{r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} - e_{pAj}}. \quad (5)$$

Змінна x має діапазон зміни в межах висоти витка черв'яка $x_A \langle x \rangle x_B$, де $x_A = r_{f_1} + 0,2m$, $x_B = r_{a_1}$. Відповідно на цьому діапазоні зміни x вибираються точки j .

Геометричні параметри черв'ячної передачі обчислюються за співвідношеннями:

$$r_{f_1} = 0,5(d_1 - 2h_{f_1}), h_{f_1} = 1,2m \text{ (при } \gamma \leq 15^\circ), h_{f_1} = 1,2m_n \text{ (при } \gamma > 15^\circ);$$

$$\operatorname{tg} \gamma = mz_1 / d_1, \quad d_1 = qm;$$

$$r_{a_1} = 0,5(d_1 + 2h_{a_1}), h_{a_1} = m \text{ (при } \gamma \leq 15^\circ), h_{a_1} = m_n \text{ (при } \gamma > 15^\circ);$$

$$r_2 = 0,5z_2 m, r_2 = 0,5d_2, z_2 = uz_1, q = 2(1 + \sqrt{z_2});$$

$$e_{pAj} = \frac{r_1 - x}{\sin \alpha_{pxj}}, r_1 = 0,5d_1, b = 2m\sqrt{q+1},$$

де r_{f_1} – радіус кола впадин черв'яка;

d_1 – ділительний діаметр черв'яка;

h_{f_1} – висота основи витка черв'яка;

m – осьовий модуль зачеплення;

$m_n = m \cos \gamma$ – нормальний модуль зачеплення;

γ – кут підйому гвинтової лінії витків черв'яка;

z_1 – кількість заходів черв'яка;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка;

r_{a_1} – радіус кола виступів витків черв'яка;

h_{a_1} – висота головки витка черв'яка;

d_2 – ділительний діаметр черв'ячного колеса;

z_2 – кількість зубів черв'ячного колеса;

u – передавальне відношення передачі;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

e_{pAj} – відстань j -ої точки контакту від полюса зачеплення.

Інші параметри знаходяться таким чином:

- передача з архімедовим черв'яком:

$$\alpha_{pxj} = \operatorname{arctg}(-\operatorname{tg} \alpha_{xj}), \operatorname{tg} \alpha_{xj} = \frac{180}{\pi} \frac{mz_1}{2x},$$

- передача з евольвентним черв'яком:

$$r_b = 0,5d_1 \cos \alpha_c, \operatorname{tg} \alpha_c = \operatorname{tg} \alpha_n / \sin \gamma, \alpha_n = \alpha = 20^\circ,$$

$$\alpha_{cj} = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b}, \alpha_{pxj} = \operatorname{arctg} \left(-\operatorname{tg} \gamma_b \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{x} \right),$$

$$\operatorname{tg} \gamma_b = \frac{mz_1}{d_1 \cos \alpha_c}, \varepsilon_j = \frac{180}{\pi} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b},$$

де α_c – торцевий кут зачеплення;

$\alpha_n = \alpha$ – кут зачеплення;

α_{cj} – торцевий кут зачеплення для j -ої точки;

γ_b – кут нахилу лінії зуба на ділільному циліндрі;

ε – кутова координата для кожного кроку (град).

Зусилля N' у зачепленні визначається так:

$$N' = \frac{2T}{d_1 \cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}, \quad (6)$$

де T – крутний момент на валу черв'яка;

ρ' – кут тертя;

$T = 9550 \cdot 10^3 N / n_1$ (Нмм);

$\rho' = \arctg(f / \cos \alpha)$;

N – передавана потужність.

Швидкість ковзання:

$$v_{sj} = \sqrt{(v'_j)^2 + (v''_j)^2}, \quad (7)$$

де v'_j – швидкість ковзання, що виникає при обертанні черв'яка;

v''_j – швидкість ковзання точки контакту, що належить одночасно черв'ячному колесу та витку черв'яка.

Відповідно

$$v'_j = \frac{\omega_1 x}{\cos \gamma_A}, \quad (8)$$

де $\operatorname{tg} \gamma_A = m z_1 / 2x$;

$\omega_1 = \pi n_1 / 30$ – кутова швидкість черв'яка;

n_1 – число обертів вала- черв'яка;

$$v''_j = e_{pAj} \omega_2, \quad \omega_2 = \omega_1 / u. \quad (9)$$

Довговічність t_* роботи передачі визначається наступним чином:

$$t_* = \left(h_{2*} / \bar{h}_{2j} \right), \quad (10)$$

де $\bar{h}_{2j} = 60 n_2 h'_{2j}$;

$n_2 = n_1 / u$;

n_1, n_2 – відповідно, кількість обертів черв'яка та черв'ячного колеса за хвилину;

h_{2*} – допустиме зношування зубів черв'ячного колеса.

Приклад. Дані для обчислень: $N = 3,5$ кВт, $n_1 = 1410$ об/хв, $m = 6$ мм, $z_1 = 2$; $u = 25,5$, $\alpha_n = 20^\circ$, $b = 36$ мм, $f = 0,05$, $q = 8$; черв'як – сталь 45 гартування (HRC 50), для якої $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$; вінець черв'ячного колеса – бронза ОЦС 6-6-3, для якої $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,34$; $C_2 = 7,6 \cdot 10^6$, $m_2 = 0,88$; $\tau_{s2} = 75$ МПа; $h_{2*} = 0,5$ мм; для $j = 1$: $x = 18$ мм, $j = 2$: $x = 21$ мм, $j = 3$: $x = 24$ мм, $j = 4$: $x = 27$ мм; $j = 5$: $x = 30$ мм.

На рис. 1 наведено довговічність передач при дво- та трипарному зачепленні.

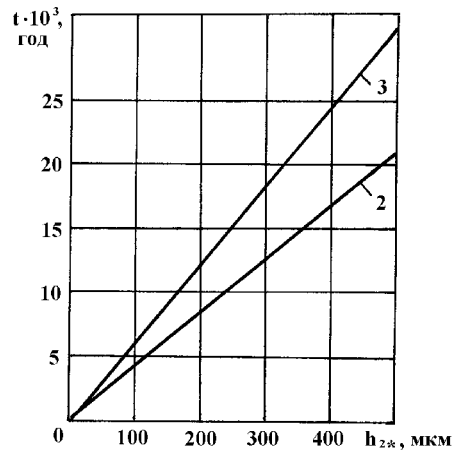


Рис. 1 – Довговічність передач з архімедовим і евольвентним черв'яками:
1 – двопарне зачеплення; 2- трипарне зачеплення

Довговічність обох видів передач є практично однаковою. Це зумовлено тим, що такі розрахункові параметри як r_j , p_{jmax} , $2b_j$, ρ_j , t'_j у формулах (1), (2) є близькими при $j = 1$ на вході у зачеплення, де довговічність t_* є мінімальною. З метою порівняння їх наведено у табл. 1 для $h_{2*} = 0,5$ мм для двопарного зачеплення та у табл. 2 для трипарного.

Таблиця 1

j	x , мм	v_j , м/с	ρ_j , мм	p_{jmax} , МПа	$2b_j$, мм	$t'_j \cdot 10^{-4}$, с	$h'_{2j} \cdot 10^{-9}$, мм	t_* , год
1	18	2,803	$\frac{69,87}{63,87}$	$\frac{135,2}{142,0}$	$\frac{0,467}{0,449}$	$\frac{1,67}{1,60}$	$\frac{7,40}{7,42}$	$\frac{20354}{20317}$
			$\frac{64,02}{44,44}$	$\frac{141,3}{170,2}$	$\frac{0,448}{0,374}$	$\frac{1,45}{1,21}$	$\frac{7,36}{7,26}$	$\frac{20462}{20765}$
2	20	3,084	$\frac{58,18}{31,06}$	$\frac{148,2}{203,6}$	$\frac{0,426}{0,313}$	$\frac{1,27}{0,93}$	$\frac{7,32}{7,10}$	$\frac{20580}{21216}$
			$\frac{52,33}{23,92}$	$\frac{156,3}{232,0}$	$\frac{0,405}{0,275}$	$\frac{1,11}{0,75}$	$\frac{7,28}{6,99}$	$\frac{20711}{21551}$
3	22	3,367	$\frac{46,48}{19,81}$	$\frac{165,8}{255,0}$	$\frac{0,381}{0,250}$	$\frac{0,97}{0,63}$	$\frac{7,23}{6,91}$	$\frac{20859}{21796}$
			$\frac{58,18}{31,06}$	$\frac{148,2}{203,6}$	$\frac{0,426}{0,313}$	$\frac{1,27}{0,93}$	$\frac{7,32}{7,10}$	$\frac{20580}{21216}$

Примітка: у чисельнику подано дані для передач з архімедовим черв'яком, а у знаменнику – з евольвентним черв'яком.

Таблиця 2

j	x , мм	v_j , м/с	ρ_j , мм	p_{jmax} , МПа	$2b_j$, мм	$t'_j \cdot 10^{-4}$, с	$h'_{2j} \cdot 10^{-9}$, мм	t_* , год
1	18	2,803	$\frac{69,87}{63,87}$	$\frac{110,4}{115,9}$	$\frac{0,382}{0,366}$	$\frac{1,36}{1,31}$	$\frac{5,06}{5,07}$	$\frac{29798}{29743}$
			$\frac{64,02}{44,44}$	$\frac{115,3}{139,0}$	$\frac{0,365}{0,306}$	$\frac{1,18}{0,99}$	$\frac{5,03}{4,96}$	$\frac{29955}{30398}$
2	20	3,084	$\frac{58,18}{31,06}$	$\frac{121,0}{166,2}$	$\frac{0,348}{0,255}$	$\frac{1,03}{0,76}$	$\frac{5,00}{4,85}$	$\frac{30127}{31059}$
			$\frac{52,33}{23,92}$	$\frac{127,6}{189,4}$	$\frac{0,330}{0,224}$	$\frac{0,90}{0,61}$	$\frac{4,97}{4,78}$	$\frac{30319}{31549}$
3	22	3,367	$\frac{46,48}{19,81}$	$\frac{135,4}{208,2}$	$\frac{0,311}{0,204}$	$\frac{0,79}{0,52}$	$\frac{4,93}{4,72}$	$\frac{30535}{31908}$
			$\frac{58,18}{31,06}$	$\frac{148,2}{203,6}$	$\frac{0,426}{0,313}$	$\frac{1,27}{0,93}$	$\frac{7,32}{7,10}$	$\frac{20580}{21216}$

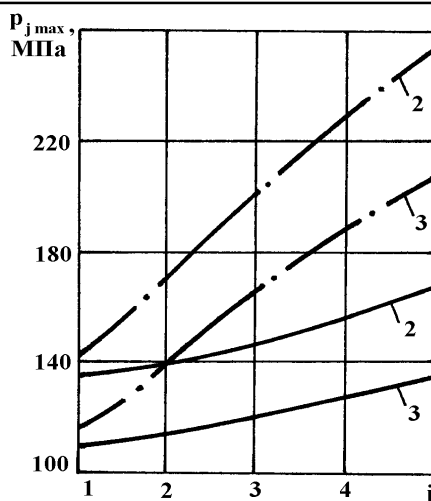


Рис. 2 - Максимальні контактні тиски у вибраних точках по висоті витка черв'яка: архімедів (суцільні лінії); евольвентний (штрихпунктирні лінії)

Для інших точок зачеплення довговічність теж помітно не змінюється (дещо зростає), не зважаючи на суттєву зміну $p_{j \max}$ у передачі з евольвентним черв'яком. Тут натомість суттєво зменшується ширина площадки контакту $2b_j$, спричиняючи зміну часу t'_j (зменшення). Одиничне зношування зубів h'_{2j} в обох випадках є близьким.

Література

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Чернец М.В., Келбінські С. Прогнозування довговічності зубчастих передач // Проблеми трибології. – 2001. – № 3, 4. – С. 151-159.
3. Дослідження механізмів та триботехнічних систем. Вид. 2 (доп.) / Під заг. ред. М.В.Чернеця. – Дрогобич: КОЛО, 2003. – 440 с.
4. Чернец М.В., Береза В.В. Аналіз зношування та довговічності зубчастих передач за модифікованою моделю // Машинознавство. – 2008. – № 12. – С. 18-31.
5. Чернец М.В., Береза В.В. Метод дослідження кінетики зношування черв'ячної передачі з архімедовим черв'яком // Машинознавство. – 2009. – № 6. – С. 18-25.

Надійшла 02.02.2011