

Чернець М.В.,* ****Ярема Р.Я.,*******Чернець Ю.М.***

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка,

** Люблінський політехнічний інститут,

*** Львівський локомотиворемонтний завод

**АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОРИГУВАННЯ ЗУБІВ
ПЕРЕДАЧІ З ЕВОЛЬВЕНТНИМ
ЧЕРВ'ЯКОМ НА ЇЇ НЕСУЧУ
ЗДАТНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ**

Черв'ячні передачі з евольвентним черв'яком є достатньо поширеними у різного виду машинах, обладнанні та пристроях. Не зважаючи на очевидну практичну потребу прогнозування довговічності передачі чи зношування зубів черв'ячного колеса, не розроблено ефективних інженерних методів її проведення для некоригованих та коригованих передач. У роботі [1] вперше було запропоновано метод розрахунку параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії цього виду некоригованих черв'ячних передач. У даній статті проведено його узагальнення для випадку коригування зубів черв'ячного колеса та досліджено його вплив на їх контактну міцність, довговічність і зношування.

Функція лінійного зношування зубів некоригованого колеса має вигляд [1]:

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

де $t'_j = 2b_j / v_j$ – час трибоконтакту спряжених профілів у вибраних довільно j -их точках співдотику на шляху тертя $2b_j$;

v_j – швидкість ковзання у j -их точках зачеплення, вибраних по висоті витків черв'яка від входу елементів кінематичної пари у зачеплення до виходу з нього;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

C_2, m_2 – характеристики зносостійкості матеріалу черв'ячного колеса 2 у парі зі сталевим черв'яком 1, які визначаються за результатами експериментальних досліджень за методикою [2];

$\tau_s \approx 0,35\sigma_B$ – границя міцності на зріз (зсув) зношуваних матеріалів;

σ_B – їх границя міцності при розтягу;

$2b_j^{(w)} = 2,256\sqrt{\Theta N' \rho_{2j} / bw}$ – ширина площадки контакту;

$p_{j\max}^{(w)} = 0,564\sqrt{N' / bw\theta\rho_{2j}}$ – максимальні контактні тиски, які обчислюються за формулою Герца у залежності від числа пар зачеплень w витків черв'яка з зубами колеса;

N' – зусилля у зачепленні;

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

μ, E – коефіцієнти Пуасона та модулі Юнга матеріалів черв'ячної передачі;

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

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

Відповідно радіуси кривизни ρ_{1j} профілів витків евольвентного черв'яка та зубів черв'ячного колеса ρ_{2j} обчислюються так:

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

$$x_A < x < x_B, x_A = r_{f_1} + 0,2m, x_B = r_{a_1};$$

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

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

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

$$r_2 = 0,5z_2m, r_2 = 0,5d_2, z_2 = uz_1;$$

$$r_b = 0,5d_1 \cos \alpha_c, \operatorname{tg} \alpha_c = \operatorname{tg} \alpha_n / \sin \gamma, q = 2(1 + \sqrt{z_2}); \alpha_n = \alpha = 20^\circ;$$

$$\alpha_{cj} = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b}; \alpha_{pxj} = \operatorname{arctg} \left(-\operatorname{tg} \gamma_b \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{x} \right); \operatorname{tg} \gamma_b = \frac{mz_1}{d_1 \cos \alpha_c}; \varepsilon_j = \frac{180}{\pi} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b};$$

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

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;

r_b – радіус основного кола витків черв'яка;

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 ділительному циліндрі;

ε – кутова координата для кожного кроку (град);

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

Швидкість ковзання V_j , що виникає при обертанні черв'яка, з достатньою точністю визначається так:

$$V_j = \frac{\omega_1 x}{\cos \gamma_A}, \quad (4)$$

де $\operatorname{tg} \gamma_A = mz_1 / 2x$;

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

n_1 – число обертів вала – черв'яка.

Зношування зубів черв'ячного колеса протягом однієї години роботи передачі за умови незмінності контактних тисків при зношуванні обчислюється таким чином:

$$\bar{h}_{2j} = 60n_2 h'_{2j}, n_2 = n_1 / u, \quad (5)$$

де n_2 – кількість обертів черв'ячного колеса за хвилину.

Для обчислення ресурсу роботи t_* передачі при заданому допустимому зношуванні h_{2*} зубів використовується формула:

$$t_* = (h_{2*} / \bar{h}_{2j}). \quad (6)$$

Зусилля у зачепленні обчислюється відомим чином:

$$N' = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')},$$

де $F_{t1} = 2T / d_1$ – колова сила на черв'яку;

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

$T = 9550 \cdot 10^3 N / n_1$ (Нмм) – крутний момент на валу черв'яка;

N – передавана потужність.

При коригуванні черв'ячної передачі коригування зазнають лише зуби черв'ячного колеса, розміри ж черв'яка залишаються незмінними.

Міжосьова відстань при наявності коригування

$$a_{wk} = a_w + x_2 m, \quad (7)$$

де $a_w = r_1 + r_2$ – міжосьова відстань некоригованої передачі;

$x_2 \leq \pm 1$ – коефіцієнт зміщення.

Діаметр діляльного циліндра черв'яка у черв'ячній передачі зі зміщенням

$$d_{w1} = d_1 + x_2 m.$$

Тоді відстань e_{pAj} j -ої точки контакту від полюса зачеплення у [1] визначається так:

$$e_{pAj} = \frac{r_{w1} - x_j}{\sin \alpha_{pxj}}.$$

Зусилля у зачепленні коригованої передачі

$$N' = \frac{2T}{d_{w1} \cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}.$$

Інші геометричні параметри обчислюються як у черв'ячній передачі без зміщення.

Для числового розв'язку задачі вибрано наступні вихідні дані: $N = 3,5$ кВт, $n_1 = 1410$ об/хв, $m = 6$ мм, $z_1 = 2$, $u = 25,5$, $f = 0,05$, $q = 8$; черв'як – сталь 45 гартування (HRC 50), для якої $E_1 = 2,1 \times 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$; вінець черв'ячного колеса – бронза ОЦС 6-6-3, для якої $E_2 = 1,1 \times 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,34$; $C_2 = 7,6 \times 10^6$, $m_2 = 0,88$; $\tau_{s2} = 75$ МПа; для $j = 1$: $x = 18$ мм, $j = 2$: $x = 20$ мм, $j = 3$: $x = 22$ мм, $j = 4$: $x = 24$ мм; $j = 5$: $x = 26$ мм; $h_{2*} = 0,5$ мм; розглядається двопарне зчеплення.

Результати обчислень подано на рис. 1 - 6. Зокрема на рис. 1 подано залежність максимальних контактних тисків p_{\max} від коефіцієнта зміщення x_2 на вході у зачеплення ($j = 1$) та на виході з нього ($j = 5$).

Рис. 1 – Вплив коригування на p_{\max} :
 p_1 при $j = 1$;
 p_5 при $j = 5$

Рис. 2 – Вплив коригування на зміну радіуса кривизни:
 $\rho_{2\max}$ при $j = 1$;
 $\rho_{2\min}$ при $j = 5$

У випадку додатного коригування зубів черв'ячного колеса підвищується їх навантажувальна здатність, а при від'ємному – вона знижується. Це спричинено зростанням радіуса кривизни ρ_2 зубів при додатних x_2 і його зменшенням при від'ємних x_2 (рис. 2).

Вплив коригування на лінійне зношування \bar{h}_2 зубів колеса протягом 1 години роботи передачі показано на рис. 3. На рис. 4 зображено мінімальну довговічність t_{\min} коригованої передачі (точка $j = 1; x = 18$ мм) за допустимого зношування $h_{2*} = 0,3$ мм та $h_{2*} = 0,5$ мм.

Рис. 3 – Вплив коригування на зношування зубів колеса:
□ $h_{2\max}$ при $j = 1$, □ $h_{2\min}$ при $j = 5$

Рис. 4 – Вплив коригування на t_{\min}

При коригуванні зубів зростання ρ_2 при $x_2 > 0$ знижує зношування \bar{h}_2 та підвищує довговічність t_{\min} передачі; зменшення ρ_2 при $x_2 < 0$ спричиняє негативний для інженерної практики ефект. Швидкість ковзання v_j не змінюється при коригуванні зубів (рис. 5).

Рис. 5 – Зміна швидкості ковзання по висоті зуба

На рис. 6, а показано зміну ширини площадки контакту $2b_j$ у вибраних $j = 1, 2, \dots, 5$ точках зачеплення. Шлях тертя $2b$ зменшується від входу в зачеплення ($j = 1$) до виходу з нього ($j = 5$) і це зумовлює зменшення часу зношування. Коригування мало впливає на ширину площадки контакту $2b_j$. Вплив коригування зубів на $2b(j = 1; 5)$ подано на рис. 6, б, з якого слідує, що як на вході у зачеплення площадка $2b_1$, так і на виході із нього площадка $2b_5 < 2b_1$ змінюється мало.

Рис. 6 – Вплив коригування на шлях тертя протягом однієї взаємодії зуба з витком черв'яка

Література

1. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Прогнозування довговічності черв'ячних передач з архімедовим та евольвентним черв'яком // Проблеми трибології. – 2011. – № 2. – С. 21-25.
2. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.