

УДК 539.3: 539.538

УЗАГАЛЬНЕНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ВПЛИВУ КОРИГУВАННЯ ЗУБІВ НА РЕСУРС, ЗНОШУВАННЯ ТА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПЕРЕДАЧ

М. В. ЧЕРНЕЦЬ^{1,2}, Р. Я. ЯРЕМА³

¹ Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка;

² Люблінський політехнічний інститут, Польща;

³ Львівський локомотиворемонтний завод

Розроблено узагальнений метод розрахункової оцінки зношування та ресурсу зубчастих циліндричних передач з коригуванням зачеплення. Розглянуто передачі з кутовим зміщенням та по висоті. На прикладі силової передачі локомотива ВЛ-10 встановлено вплив обох видів зміщення на довговічність передачі, зношування зубів коліс впродовж 1 h роботи, максимальні контактні тиски та швидкість ковзання. Показано, що за кутового коригування наявний оптимум коефіцієнтів зміщення, за яких ресурс буде максимальний порівняно з некоригованим зачепленням. Для цієї передачі, однак, висотне коригування недоцільне, оскільки призводить до зниження її ресурсу.

Ключові слова: циліндрична косозуба евольвентна передача, ресурс, зношування, контактна міцність, коригування зубів.

З інженерної практики відомо, що в зубчастих передачах широко використовують зачеплення зі зміщенням. У результаті цього зростає згинна міцність зубів та зменшуються контактні напруження. Крім того, коригування зачеплення підвищує ресурс передач. Оцінку впливу коригування на етапі проектування зубчастих передач на їх згинну і контактну міцність проводять за відомими інженерними методами розрахунку. Однак в літературі відсутні методи розрахунку довговічності передач та зношування зубів за наявності коригування. Зокрема, це стосується циліндричних косозубих передач, оскільки для прямозубих такий метод подано в праці [1].

Нижче розглянуто узагальнений метод оцінки впливу коригування, що базується на методології дослідження кінетики зношування [2] та методі розрахунку зношування косозубих циліндричних передач [3, 4], які знаходять на практиці значно ширше застосування, ніж прямозубі передачі.

Загальний розв'язок трибоконтактної задачі. На базі моделі дослідження кінетики зношування трибосистем ковзання [2] та з використанням методу розрахунку зношування косозубих циліндричних передач [3] отримано функцію лінійного зношування зубів у довільній точці j робочої поверхні у вигляді

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j \max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_B)^{m_k}}, \quad (1)$$

де h'_{kj} – лінійне зношування зубів у j -ій точці контакту впродовж змінного часу t'_j ; $t'_j = 2b_j / v_0$ – час зношування зубів під час переміщення j -ої точки їх співдотуку по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j$; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_t$ – швид-

кість переміщення точки контакту по контуру зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; α_t – торцевий кут зачеплення; $k = 1, 2$ – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо); $j = 0, 1, 2, 3, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів; v_j – швидкість ковзання; $p_{j\max}$ – максимальний контактний тиск у j -ій точці; C_k, m_k – характеристики зносотривкості матеріалів трибопари для вибраних умов; σ_B – границя міцності матеріалу на розтяг.

Максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та ширину площадки контакту $2b_j$ в кожній точці співдотику визначаємо за формулами Герца

$$p_{j\max} = 0,418\sqrt{N'\theta/\rho_j}, \quad 2b_j = 2,256\sqrt{\theta N'\rho_j}, \quad (2)$$

де $N' = N/l_{\min}w$; $N = 9550P/r_1n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні; P – потужність на ведучому валу; l_{\min} – мінімальна довжина контактних ліній у зачепленні; w – кількість пар зачеплень зубів; $\theta = (1 - v_1^2)/E_1 + (1 - v_2^2)/E_2$; E, v – модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалів зубчастих коліс; ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

Ресурс передачі для заданого допустимого зношування h_{k*} зубів обчислюємо так:

$$i^* = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad (3)$$

де $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ – лінійне зношування зубів у вибраних точках на боковій поверхні впродовж однієї години роботи передачі; n_k – кількість обертів коліс.

Радіуси кривини профілів зубів косозубої передачі (зведений, шестерні, колеса) [3]

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b}, \quad (4)$$

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

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

$$\alpha_{t1j} = \arctg(\tg \alpha_{t10} + j\Delta\varphi), \quad \alpha_{t2j} = \arccos\left[(r_2/r_{2j}) \cos \alpha\right],$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, \quad r_1 = mz_1/2 \cos \beta, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t, \quad r_2 = mz_2/2 \cos \beta,$$

$$\tg \alpha_{t10} = (1 + u) \tg \alpha_t - \frac{u}{\cos \alpha_t} \sqrt{(r_{20}/r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m,$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2ar_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t1j}, \quad a = (z_1 + z_2)m/2 \cos \beta,$$

$$\alpha_{t1s} = \arctg\sqrt{(r_{1s}/r_1)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad r_{1s} = r_{a1} - r, \quad r_{a1} = r_1 + m,$$

$$\tg \alpha_{t2s} = \left(1 + u^{-1}\right) \tg \alpha_t - \frac{1}{u \cos \alpha_t} \sqrt{(r_{1s}/r_1)^2 - \cos^2 \alpha_t},$$

де β – кут нахилу зубів; r_1, r_2 – радіуси діляльних кіл шестерні і колеса, відповідно; $\Delta\varphi$ – кут повороту (вибраний) зубів шестерні з точки початкового контакту (т. 0) в т. 1 і т. д.; u – передаточне відношення передачі; m – модуль зачеплення;

$r = 0,2m$ – радіус заокруглення вершин зубів; z_1, z_2 – кількість зубів коліс; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; $\alpha_{t10}, \alpha_{t1s}$ та $\alpha_{t20}, \alpha_{t2s}$ – кути, що вказують на розташування першої і останньої точок зачеплення зуба шестерні та зуба колеса на лінії зачеплення, відповідно.

Швидкість ковзання обчислюємо за формулою

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{t1j} - \operatorname{tg} \alpha_{t2j}). \quad (5)$$

Мінімальна довжина лінії контакту

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

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

де b – ширина шестерні; $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ – відповідно коефіцієнти торцевого і покрікового перекриття передач; n_α, n_β – дробові частини цих коефіцієнтів;

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

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{2s}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t.$$

Врахування коригування зачеплення. У передачах з коригуванням зачеплення зміщення інструмента визначаємо за формулою

$$\xi = xm, \quad (6)$$

де x – коефіцієнт зміщення.

Передачі зі зміщенням по висоті. Коефіцієнти зміщення $x_1 = -x_2$; сумарний коефіцієнт $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$; міжосьова відстань $a = r_1 + r_2$ та торцевий кут зачеплення α_t такі, як в косозубій передачі без зміщення.

Радіуси виступів зубів

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2)m. \quad (7)$$

Всі інші параметри – як у некоригованій передачі.

Передачі з кутовим зміщенням. Коефіцієнти зміщення $x_1 \neq x_2$ (як правило, $x_1 > 0, x_2 > 0$); сумарний коефіцієнт $x_\Sigma > 0$; міжосьова відстань $a_w = r_{w1} + r_{w2} > a$; коригований кут зачеплення $\alpha_w > \alpha_t$ на початковому колі.

Відповідно початкові радіуси шестерні і колеса

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad (8)$$

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1 - K)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2 - K)m, \quad (9)$$

де коефіцієнт зменшення висоти головок зубів

$$K = \frac{a - a_w}{m} + x_\Sigma, \quad (10)$$

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_t)(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

Найпростіше x_Σ розкладається обернено пропорційно до кількості зубів коліс, хоча в інженерній практиці використовують й інші рекомендації.

Якщо задано дійсну (необхідну) міжосьову відстань a_w , то

$$\alpha_w = \arccos \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t. \quad (12)$$

Якщо задано $x_1 + x_2$, то коригований кут зачеплення a_w знаходимо так:

$$\text{inv } \alpha_w = 2 \text{tg } \alpha \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha_t, \quad (13)$$

а потім обчислюємо дійсну міжосьову відстань

$$a_w = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}. \quad (14)$$

Для цього коригування у вищенаведених розрахункових співвідношеннях слід величини a , α , r_1 , r_2 замінити на a_w , α_w , r_{w1} , r_{w2} . Зокрема,

$$v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_w, \quad N = 9550 P / r_{w1} n_1 \cos \alpha_w,$$

$$\text{tg } \alpha_{t10} = (1 + u) \text{tg } \alpha_w - \frac{u}{\cos \alpha_w} \sqrt{(r_{20} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$\rho_{t2j} = r_{w2} \sqrt{(r_{2j} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2 a_w r_{1j} \cos(\alpha_w - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_{w1} \cos \alpha_w / \cos \alpha_{t1j},$$

$$\text{tg } \alpha_{t2s} = (1 + u^{-1}) \text{tg } \alpha_w - \frac{1}{u \cos \alpha_w} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w.$$

Числовий розв'язок задачі. Задачу розв'язано за таких умов: у зачепленні постійно знаходяться дві пари зубів, оскільки передача є косозубою; динамічність навантаження визначають коефіцієнтом динамічності K_g ; максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ під час зношування постійні; забезпечене граничне мащення оливою; тягова передача локомотива ВЛ-10 забезпечує його рекурперативне гальмування, тобто фактично гарантує реверсивну роботу.

Дані для обчислень: $z_1 = 23$; $z_2 = 88$; $m = 10$ mm; $u = 3,826$; $n_1 = 800, 400, 200$ rot/min; $P = 670$ kW; $f = 0,05$; $\beta = 24,517^\circ$; $b = 100$ mm; матеріали – шестерня – сталь 20ХН3А, цементация або нітроцементация на глибину 1,6...2,4 mm, 58 ± 3 HRC; $\sigma_B = 950$ МПа, $C_1 = 5,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 1,9$; колесо – сталь 55Ф, об'ємне гартування з високим відпуском, 280...321 НВ, $\sigma_B = 931$ МПа, $C_2 = 0,4 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,2$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$; олива для передач локомотивів ОС-Л (літня) з кінематичною в'язкістю $\nu_{+100^\circ} = 7...12$ cSt, олива ОС-3 (зимова) – $\nu_{+100^\circ} = 3...7$ cSt; $h_{1\bullet} = 1,4$ mm, $h_{2\bullet} = 2,0$ mm; $K_g = 1,5$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $\varphi = 0, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24,95^\circ$ – кути розташування точок контакту j .

Коефіцієнти зміщення та параметри передачі за кутового зміщення: $x_1 = 0...0,56$; $x_2 = 0...0,56$; $a = 610$ mm; $a_w = 615,222$ mm, $\alpha_w = 22,991^\circ$, $x_\Sigma = 0,66$ та зміщення по висоті: $x_1 = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,365; 0,4$; $x_2 = 0; -0,1; -0,2; -0,3; -0,365; -0,4$; $x_\Sigma = 0$.

Результати розв'язку подано на рис. 1–3.

Зокрема, на рис. 1а для передачі з кутовим коригуванням, а на рис. 1с – з висотним, побудовано залежність їх довговічності $t_{\min}^{(2)}$ при $n_1 = 200, 400, 800$ rot/min

від коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 .

Встановлено, що кутове коригування збільшує ресурс порівняно з некоригованою передачею до 35%. Максимум досягається, коли $x_1 = 0,4$; $x_2 = 0,26$. В той же час в передачі, яку використовують у локомотиві ВЛ-10, вибрано коефіцієнти зміщення $x_1 = 0,56$; $x_2 = 0,1$, за яких може бути досягнуто 16% збільшення ресурсу. Характерно, що відносне підвищення ресурсу t^v (рис. 1b) не залежить від кількості обертів шестерні.

Позитивного впливу висотного коригування, на відміну від кутового, на довговічність косозубої передачі не виявлено (рис. 1c, d). Вона найвища для некоригованої передачі, а далі знижується на 20%, коли $x_1 = -x_2 = 0,365$ (для реальної передачі). Тобто порівняно з оптимальною довговічністю передачі з кутовим коригуванням в передачі з висотним її ресурс зменшується в 1,69 рази. Для використовуваних на практиці передач у локомотивах ВЛ-10, ВЛ-8 це зниження становило б 45%. Тому недоцільно у локомотиві ВЛ-8 застосовувати конструктивно запропоноване висотне коригування зубів.

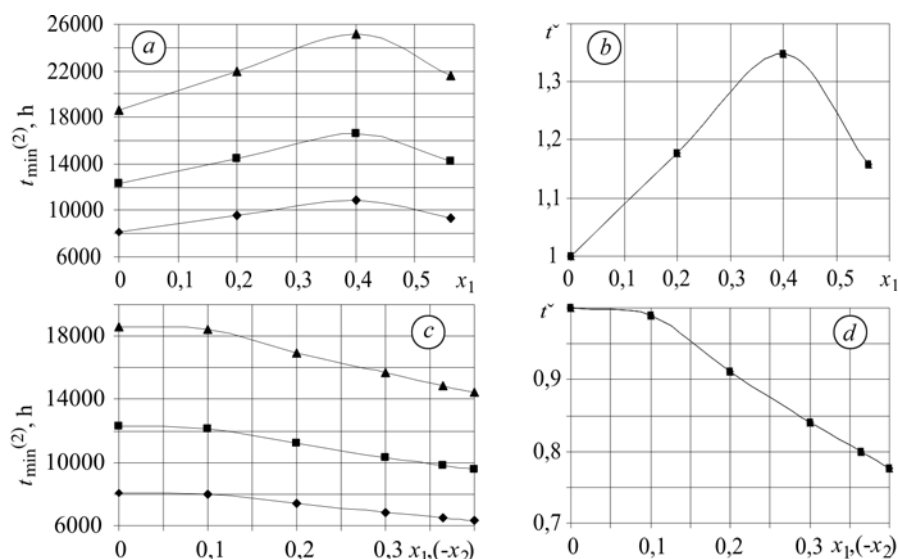


Рис. 1. Мінімальна довговічність передачі (a, c) та відносна її зміна (b, d) за кутового (a, b) і висотного (c, d) коригування. \blacklozenge – $n_1 = 200$ rot/min; \blacksquare – 400; \blacktriangle – 800.

Fig. 1. Minimal gear life and its relative change with angle (a, b) and height (c, d) correction. \blacklozenge – $n_1 = 200$ rot/min; \blacksquare – 400; \blacktriangle – 800.

Характер лінійного зношування зубів за кутового коригування впродовж 1 h у вибраних точках їх робочих поверхонь при $n_1 = 400$ rot/min проілюстровано на рис. 2a, b. Зуби колеса зношуються у більш ніж 2 рази інтенсивніше порівняно зі зубами шестерні. Характер перебігу їх зношування однаковий. Для оптимальних щодо довговічності передачі коефіцієнтів зміщення ($x_1 = 0,4$; $x_2 = 0,26$) зношування на вході та на виході зубів із зачеплення зближені.

Відповідно перебіг зношування зубів за висотного коригування подано на рис. 2c, d. Зношування зубів суттєво знижується на їх вході у зачеплення, але водночас зростає на виході, що зумовлює зниження довговічності. Слід зазначити, що за такого коригування зношування зубів на виході буде помітно більше, ніж за кутового. Також характерно, що для обох видів коригування зі зростанням коефіцієнтів x_1 (кутове) та $x_1 = -x_2$ (висотне) більшого зношування зазнають зуби на виході із зачеплення.

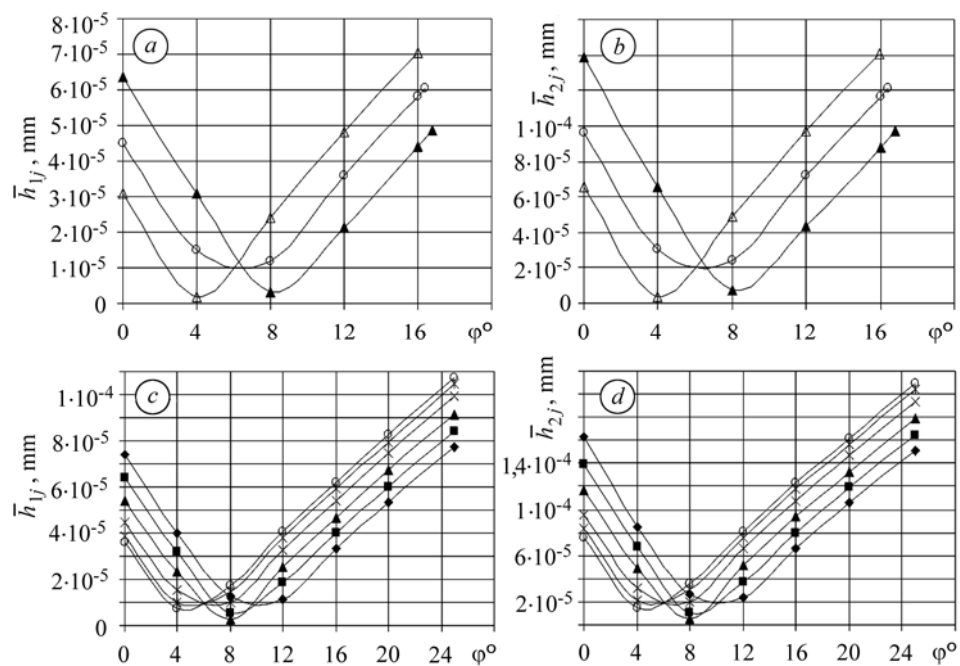


Рис. 2. Зношування зубів шестерні (а, с) та зубчастого колеса (b, d) вздовж профілю за кутового (а, b: ▲ – $x_1 = 0,2$; $x_2 = 0,46$; ○ – $x_1 = 0,4$; $x_2 = 0,26$; △ – $x_1 = 0,56$; $x_2 = 0,1$) і висотного (с, d: ◆ – $-x_1, (-x_2) = 0$; ■ – $-0,1$; ▲ – $-0,2$; × – $-0,3$; * – $-0,365$; ○ – $-0,4$) коригування.

Fig. 2. Wear of gear teeth (a, c) and gear wheel (b, d) along the profile under angle (a, b: ▲ – $x_1 = 0.2$; $x_2 = 0.46$; ○ – $x_1 = 0.4$; $x_2 = 0.26$; △ – $x_1 = 0.56$; $x_2 = 0.1$) and height (c, d: ◆ – $-x_1, (-x_2) = 0$; ■ – -0.1 ; ▲ – -0.2 ; × – -0.3 ; * – -0.365 ; ○ – -0.4) correction.

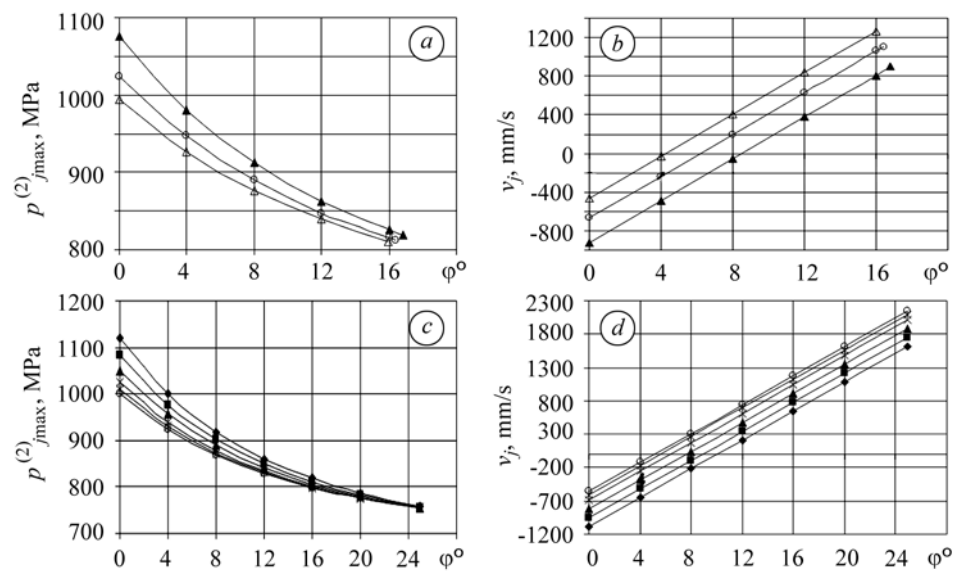


Рис. 3. Зміна контактних тисків (а, с) та швидкості ковзання (b, d) у зачепленні за кутового (а, b: ▲ – $x_1 = 0,2$; $x_2 = 0,46$; ○ – $x_1 = 0,4$; $x_2 = 0,26$; △ – $x_1 = 0,56$; $x_2 = 0,1$) і висотного (с, d: ◆ – $-x_1, (-x_2) = 0$; ■ – $-0,1$; ▲ – $-0,2$; × – $-0,3$; * – $-0,365$; ○ – $-0,4$) коригування.

Fig. 3. Change of contact pressures (a, c) and sliding velocity (b, d) in gear under angle (a, b: ▲ – $x_1 = 0.2$; $x_2 = 0.46$; ○ – $x_1 = 0.4$; $x_2 = 0.26$; △ – $x_1 = 0.56$; $x_2 = 0.1$) and height (c, d: ◆ – $-x_1, (-x_2) = 0$; ■ – -0.1 ; ▲ – -0.2 ; × – -0.3 ; * – -0.365 ; ○ – -0.4) correction.

Вивчено вплив кутового коригування на максимальні контактні тиски (рис. 3а): на вході у зачеплення він суттєвий, а на виході – незначний. Швидкість ковзання змінюється лінійно зі зміною кута повороту φ (рис. 3б). Зі зростанням коефіцієнта зміщення x_1 контактні тиски знижуються. Швидкість ковзання на вході зубів у зачеплення теж знижується, а на виході – зростає.

Зміну максимальних контактних тисків у кожній точці зачеплення за висотного коригування проілюстровано на рис. 3с, а швидкостей ковзання – на рис. 3д.

РЕЗЮМЕ. Разработан обобщенный метод расчетной оценки износа и ресурса зубчатых цилиндрических передач с корригированным зацеплением. Рассмотрена передача с угловым смещением и по высоте. На примере силовой передачи локомотива ВЛ-10 установлено влияние обоих видов смещения на долговечность передачи, износ зубьев колес на протяжении 1 h работы, максимальные контактные давления и скорость скольжения. Показано, что при угловом корригировании имеется оптимум коэффициентов смещения, при которых ресурс будет максимальным в сравнении с некорригированным зацеплением. Для этой передачи, однако, высотное корригирование будет нецелесообразно, поскольку приводит к снижению ее ресурса.

SUMMARY. The generalized method assessment of the wear and life time of cylindrical gears with meshing correction has been presented. Gears with angular and height displacement have been considered. On the example of power gear of locomotive ВЛ-10 the influence of both kinds of displacement on gear life, wear of wheel teeth for 1 h work, the maximal contact pressures and sliding velocity have been established. It is shown, that during angle correction the optimum displacement coefficients is presented under which the life time will be maximum compared to the uncorrected meshing. But for this gear the high-altitude is unsuitable since it leads to lowering the gear life time.

1. Чернець М. В., Береза В. В. Метод дослідження впливу коригування зубів на контактну міцність, зношування та довговічність циліндричних евольвентних прямозубих передач // Проблеми трибології. – 2010. – № 1. – С. 17–25.
2. Андрейкив А. Е., Чернец М. В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
3. Чернец М. В., Келбиньски Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблеми трибології. – 2004. – № 3–4. – С. 104–112.
4. Чернець М. В., Келбінські Є. Вплив нахилу зубів косозубих циліндричних передач на трибомеханічні, силові та кінематичні характеристики // Там же. – 2006. – № 4. – С. 3–7.

Одержано 27.05.2011