

Чернець М.В.* ****Чернець Ю.М.***

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка.

** Люблінський політехнічний інститут

**ДО ПИТАННЯ ПРО ВПЛИВ КУТОВОГО
КОРИГУВАННЯ ТА ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ
ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ
НА ЇЇ ДОВГОВІЧНІСТЬ**

Косозубі циліндричні передачі широко застосовують у машинобудуванні, а зокрема з коригуванням зачеплення. Оцінка впливу коригування зачеплення на ресурс роботи передачі у літературі не досліджувалась за винятком праць авторів [1, 2]. Нижче розглянуто особливості впливу коригування та зміни радіусів кривини профілів зубів внаслідок зношування на тривалість роботи передачі в крайніх точках зачеплення зубів.

Довговічність передачі при заданому допустимому зношуванні h_{k*} зубів за постійних контактних тисків обчислюється так [1]:

$$t^* = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad (1)$$

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

n_k – число обертів коліс;

h'_{kj} – лінійне зношування зубів протягом часу їх взаємодії в одному оберті [1]:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (f p_{j \max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_B)^{m_k}}, \quad (2)$$

де $t'_j = 2b_j / v_0$ – час зношування зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j$;

$v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_t$ – швидкість 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 зносостійкості матеріалів трибопари для вибраних умов;

σ_B – границя міцності матеріалу на розтяг.

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

$$p_{j \max} = 0,418 \sqrt{N'\theta / \rho_j}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (3)$$

де $N' = N / l_{\min} w$;

$N = 9550P / r_1 n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні;

P – потужність на ведучому валу;

l_{\min} – мінімальна довжина контактних ліній у зачепленні;

w – кількість пар зачеплень зубів;

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

E, ν – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубчастих коліс;

ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

Мінімальна довжина лінії контакту:

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

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

де b – ширина шестерні;

n_{α}, n_{β} – дробові частини коефіцієнтів торцевого і покрокового перекриття передачі $\varepsilon_{\alpha}, \varepsilon_{\beta}$;

$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$ – коефіцієнт перекриття;

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

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t.$$

Коефіцієнт перекриття $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$ визначає число пар зубів, які одночасно знаходяться у зачепленні. У косозубих передачах $\varepsilon_{\gamma} > 2$, а у прямозубих $\varepsilon_{\gamma} = 1,2 \dots 1,8$, де дробова частина вказує на відсоток часу роботи передачі, протягом якого у зачепленні перебуває дві пари зубів (на вході і на виході із зачеплення).

Радіуси кривини профілів зубів косозубої передачі (зведений, шестерні, колеса):

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

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

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

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

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, \quad r_1 = m z_1 / 2 \cos \beta, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t, \quad r_2 = m z_2 / 2 \cos \beta,$$

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

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

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

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

де β – кут нахилу зубів;

r_1, r_2 – відповідно, радіуси ділільних кіл шестерні і колеса;

$\Delta \varphi$ – 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 – числа зубів коліс;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

$\alpha_{t10}, \alpha_{t1s}$ – кути, що вказують розташування першої і останньої точок зачеплення зуба шестерні на лінії зачеплення;

$\alpha_{t20}, \alpha_{t2s}$ – кути, що вказують розташування першої і останньої точок зачеплення зуба колеса на лінії зачеплення.

Швидкість ковзання v_j обчислюється за формулою:

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

При кутовому коригуванні зачеплення слід здійснити заміну a, α_t, r_1, r_2 на $a_w, \alpha_w, r_{w1}, r_{w2}$ у залежностях для $N, \rho_{t2j}, \operatorname{tg} \alpha_{t10}, \alpha_{t1s}, r_{1j}, r_{2j}, \operatorname{tg} \alpha_{t2s}, \alpha_{t2j}, e_1, e_2$

$$\begin{aligned} N &= 9550P / r_{w1} n_1 \cos \alpha_w, \rho_{t2j} = r_{w2} \sqrt{(r_{2j} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ \operatorname{tg} \alpha_{t10} &= (1 + u) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{u}{\cos \alpha_w} \sqrt{(r_{20} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ \alpha_{t1s} &= \arctg \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ r_{1j} &= r_{w1} \cos \alpha_w / \cos \alpha_{t1j}, r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2a_w r_{1j} \cos(\alpha_w - \alpha_{t1j})}, \\ \operatorname{tg} \alpha_{t2s} &= (1 + u^{-1}) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{1}{u \cos \alpha_w} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w}, \\ \alpha_{t2j} &= \arccos \left[(r_{2w} / r_{2j}) \cos \alpha_w \right], \\ e_1 &= \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w, \\ r_{w1} &= r_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}. \end{aligned}$$

У процесі зношування зубів вихідні радіуси кривин ρ_{1j}, ρ_{2j} їх робочих профілів та зведений радіус кривини ρ_j зростатимуть. Їх зміна враховується виразом:

$$\rho_{kjh} = \rho_{kj} + E_k \sum_{B_1}^{B_{\max}} D_{kjB} K_{kjB}^{-1}, \quad (6)$$

де B – кількість обертів коліс (величина блоку циклів взаємодії зубів), за яких умови контакту і їх лінійні зношування приймаються незмінними; тривалість блока можна вибрати наступним чином: $B = 1$ – один оберт, $B = n_1$ об/хв, $B = n_1$ об/год, $B = n_1$ об/10год, $B = n_1$ об/100год тощо;

B_1 та B_{\max} – відповідно перший та останній блоки обчислень;

E_k – безрозмірні сталі, що не змінюються під час зношування зубів, а їх значення вибирають у залежності від їх допустимого зношування h_{k*} ;

$D_{kjB} = K_{kjB}^2$ – безрозмірна стала, значення якої є постійними у блоці, однак зазнають зміни від блоку до блоку;

$$K_{kjB} = 8 \sum_{B_1}^B h'_{kjh} / l_{kj}^2. \quad (7)$$

Довжина хорди кола, що заміняє евольвенту між точками $j - 1, j + 1$, $l_{kj} = 2\rho_{kjh} \sin \varepsilon_{kjh} = \text{const}$ для вибраного j .

Відповідно $\varepsilon_{kjh} = S_{kj} / \rho_{kjh}$ – кут між точками j та $j + 1$;

$S_{kj} = \left| \frac{mz_k}{4} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_{kj}} - \frac{1}{\cos^2 \alpha_{k,j+1}} \right) \cos \alpha \right|$ – довжина евольвенти між точками $j, j + 1$; α_j, α_{j+1} – кути зачеплення для вибраних точок евольвенти $j, j + 1$.

Після кожного блоку циклів зачеплень зубів зазнаватимуть зміни наступні параметри: $h_{1j}, h_{2j}, \rho_{1jh}, \rho_{2jh}, \rho_{jh}, P_{jh \max}, 2b_{jh}, t'_{jh}$. Окрім того, для прийнятої кількості обертів n_{1s} шестерні і n_{2s} колеса, яким відповідатиме відповідна кількість блоків, сумарне зношування h_{1jn} та h_{2jn} обчислюється так:

$$h_{1jn} = \sum_1^{n_{1s}} h_{1jB}, \quad h_{2jn} = \sum_1^{n_{2s}} h_{2jB}, \quad (8)$$

де $n_{2s} = n_{1s} / u$;

$h_{kjB} = \sum h'_{kj}$ – зношування зубів в кожному блоці.

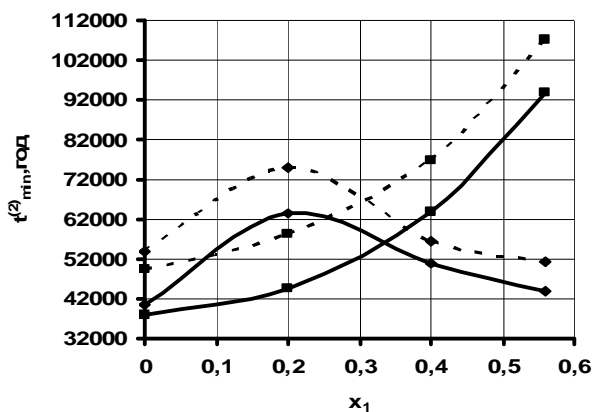
Тривалість (ресурс) роботи передачі t для заданої кількості обертів n_{1s} чи n_{2s} коліс при $P_{j\max}$, $\rho_j = \text{var}$ обчислюється наступним чином:

$$t = n_{1s} / 60n_1 = n_{2s} / 60n_2. \quad (9)$$

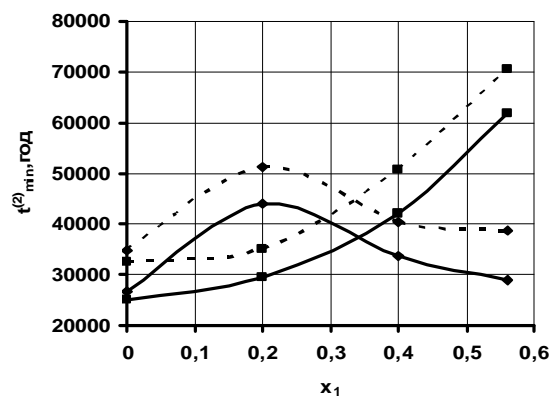
Розв'язок задачі проведено за наступних даних: $z_1 = 23$; $z_2 = 88$; $m = 10$ мм; $u = 3,826$; $n_1 = 800, 400, 200$ об/хв; $P = 670$ кВт; $f = 0,06$; $\beta = 24,517^\circ$; $b = 100$ мм; матеріали коліс – шестерня – сталь 20ХН3А цементація або нітроцементація на глибину 1,6 ... 2,4 мм, 58 ± 3 HRC; $\sigma_B = 950$ 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 $\nu_{+100^\circ} = 7 \dots 12$ сСт; $h_{1\bullet} = 1,4$ мм, $h_{2\bullet} = 2,0$ мм; коефіцієнт динамічності $K_H = 1,5$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $\varphi = 0, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24,95^\circ$ – кути розташування точок контакту j ; коефіцієнти зміщення та параметри передачі: $x_1 = 0 \dots 0,56$, $x_2 = 0 \dots 0,56$, $x_2 = x_1 + x_2 = 0,66$; $a = 610$ мм; $a_w = 615,222$ мм; $\alpha_w = 22,991^\circ$; коефіцієнти впливу зношування у (6) на радіуси кривини зубів: $E_1 = 380$, $E_2 = 6810$.

Прийнято умови роботи: 1) у зачепленні постійно знаходиться дві пари зубів; 2) забезпечується граничне мащення оливою; 3) досліджується спарена тягова передача локомотива ВЛ-10 з кутовим коригуванням зубів; 4) величина блоку взаємодій зубів $B = 480000$.

Результати обчислень наведено на рис. 1, 2. Зокрема рис. 1 показує довговічність $t_{\min}^{(2)}$ передачі при різних частотах обертання шестерні. Суцільними лініями подано розрахункову довговічність передачі за сталих умов контакту, а штриховими – при врахуванні зміни кривини профілів зубів внаслідок зношування. Із зростанням коефіцієнта зміщення x_1 зубів шестерні та, відповідно, зменшенням коефіцієнта зміщення x_2 зубів колеса довговічність передачі на вході зубів у зачеплення (т. 0) теж постійно зростатиме. В той же час довговічність зубів на виході із зачеплення (т. 5) зростатиме лише до значень $x_1 = 0,2$ і $x_2 = 0,46$, а потім вона знижуватиметься. Тому мінімальна довговічність коригованої передачі до значення коефіцієнта зміщення $x_1 = 0,33$ визначатиметься довговічністю т.0 (вхід зубів у зачеплення), а в подальшому довговічністю т. 5 (вихід зубів із зачеплення).



а



б

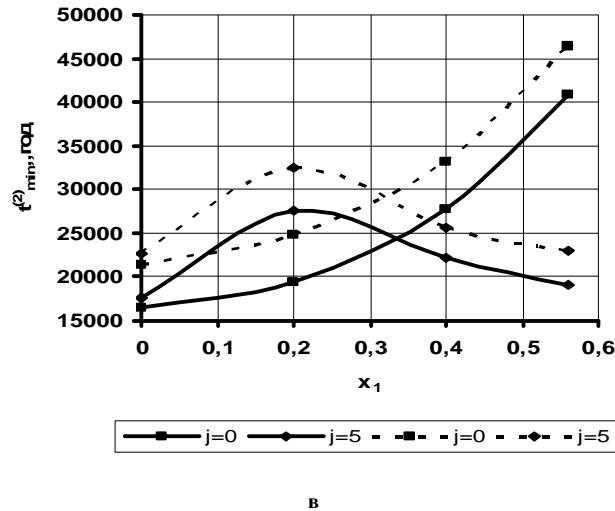


Рис. 1 – Залежність довговічності передачі від коефіцієнтів зміщення на вході зубів у зачеплення ($j = 0$) та на виході з нього ($j = 5$): а – $n_1 = 800$ об/хв; б – $n_1 = 400$ об/хв; в – $n_1 = 200$ об/хв

Така ж закономірність спостерігається і при врахуванні зміни радіусів кривини зубів внаслідок зношування (штрихові криві). При цьому довговічність передачі є більшою на понад 30 % ніж за постійних умов контакту. Відносна зміна довговічності $t^{\sim} = t_{\min|x_1, x_2 > 0} / t_{\min|x_1, x_2 = 0}$ коригованих передач порівняно з некоригованою подана на рис. 2 і вона не залежить від числа обертів шестерні.

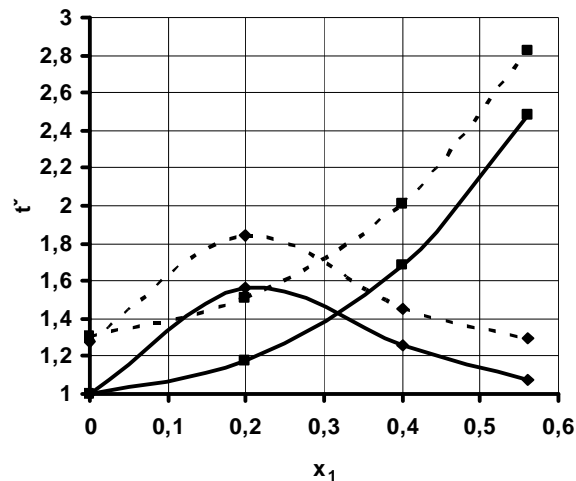


Рис. 2 – Відносна зміна довговічності передачі

За постійних умов контакту ($p_{j\max}, \rho_j = \text{const}$) при оптимальних значеннях коефіцієнтів зміщення довговічність передачі зростає більш ніж в 1,4 рази. Реальна ж довговічність передачі за змінних умов контакту ($p_{j\max}, \rho_j = \text{var}$) буде ще на 30 % вищою.

Література

1. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Узагальнений метод оцінки впливу коригування зубів на ресурс, зношування та контактну міцність циліндричних евольвентних передач // ФХММ. – 2011. – №4. – С. 115-121.
2. Czerniec M., Kielbiński J., Jarema R. Oszacowanie wpływu korekcji zębów na zużycie, trwałość oraz wytrzymałość kontaktową ewolwentowych przekładni walcowych o zębach prostych // Tribologia. – 2011. – №3. – S. 17-29.

Надійшла 11.06.2012