

УДК 539.3: 539.538

М. Чернець

Професор, д-р техн. наук,
Дрогобицький державний
педагогічний університет
імені Івана Франка,
м. Дрогобич, Україна;
Люблінський політехнічний інститут,
м. Люблін, Польща

Р. Ярема

Інженер,
Львівський
локомотиворемонтний завод,
м. Львів, Україна

ДО ПИТАННЯ ПРО ВПЛИВ КОРИГУВАННЯ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ЇЇ ДОВГОВІЧНІСТЬ

Досліджено вплив висотного коригування циліндричної косозубої передачі на її довговічність за різних кутів нахилу зубів. Встановлено, що у залежності від величини кута нахилу зубів максимальна довговічність досягається при різних значеннях коефіцієнтів зміщення. Встановлені закономірності подано графічно.

косозуба циліндрична передача, коригування зачеплення, довговічність

Відомо, що у передачах з коригуванням зростає міцність зубів на згин і знижується величина контактних тисків. Відповідно слід очікувати зростання довговічності передачі внаслідок зменшення зношування зубів при знижених тисках. Однак, внаслідок відсутності методів розрахунку довговічності зубчастих передач з коригуванням, її оцінювання не проводилось. Нижче на основі методу дослідження кінетики зношування циліндричних зубчастих передач [1] подано його узагальнення для випадку зачеплення з коригуванням. Відповідно проведено оцінювання впливу висотного коригування на ресурс передачі для різних величин кута нахилу зубів.

Довговічність передачі t_* для заданого допустимого зношування зубів обчислюється так:

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

де h_{k*} – допустиме зношування зубів; $k=1; 2$ – нумерація зубчастих коліс (1 – шестерня, 2 – колесо); $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ – лінійне зношування зубів у вибраних точках на боковій поверхні протягом однієї години роботи передачі; n_k – кількість обертів коліс; h'_{kj} – лінійне зношування зубів за один оберт у довільній точці j робочої поверхні за час контакту.

Згідно з [1]

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (f p_{jmax})^{m_k}}{C_k (0.35 \sigma_B)^{m_k}}, \quad (2)$$

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; $j = 0, 1, 2, 3, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів; v_j – швидкість ковзання; p_{jmax} – максимальний контактний тиск у j -тій точці; C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів трибопари для вибраних умов; σ_B – межа міцності матеріалу на розтяг.

Відповідно максимальний контактний тиск p_{jmax} і ширина площадки контакту $2b_j$ у кожній точці дотику визначаються за формулами Герца:

$$p_{jmax} = 0.418 \sqrt{N' \theta / \rho_j}, \quad 2b_j = 2.256 \sqrt{N' \rho_j}, \quad (3)$$

де $N' = N / l_{min} w$; $N = 9550 P / r_1 n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні; P – потужність на ведучому валу;

l_{min} – мінімальна довжина контактних ліній у зачепленні;
 w – кількість пар зачеплень зубів;
 $\theta = (1 - v_1^2)/E_1 + (1 - v_2^2)/E_2$; E, v – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубчастих коліс; ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

Зведений радіус кривини профілів зубів косозубої передачі [1]

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

де $\rho_{1j} = \frac{\rho_{1j}}{\cos\beta_b}$, $\rho_{2j} = \frac{\rho_{2j}}{\cos\beta_b}$ – відповідно радіус кривини профілів зубів шестерні і колеса;

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

$$\rho_{11j} = r_{b1} \operatorname{tg}\alpha_{t1j}, \quad \rho_{12j} = r_2 \sqrt{(r_{2j}/r_2)^2 - \cos^2\alpha_t},$$

$$\alpha_{t1j} = \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{t10} + j\Delta\varphi),$$

$$\alpha_{t2j} = \arccos\left[\left(r_2/r_{2j}\right) \cos\alpha_t\right],$$

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

$$r_2 = mz_2/2 \cos\beta,$$

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

$$r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m, \quad r_{a1} = r_1 + m,$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_1^2 - 2ar_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})},$$

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

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

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

де β – кут нахилу зубів; r_1, r_2 – відповідно радіуси діляльних кіл шестерні і колеса; $\Delta\varphi$ – кут повороту (вибраний) зубів шестерні з точки початкового контакту (т. 0) в т. 1 і т. д.; u – передавальне відношення передачі; m – модуль зачеплення; $r = 0,2m$ – радіус заокруглення вершин зубів; z_1, z_2 – кількості 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.

Мінімальна довжина лінії контакту

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

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

де b – ширина шестерні; n_α, n_β – дробові частини коефіцієнтів торцевого і покорокового перекриття передачі

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

$$t_z = \frac{2\pi}{z_1 \omega_1}, \quad e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin\alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin\alpha_t.$$

Швидкість ковзання

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

У передачах зі зміщенням інструмента по висоті (висотне коригування) міжосьова віддаль $a = r_1 + r_2$ та торцевий кут зачеплення α_t , як і усі інші параметри передачі, залишаються такими ж як і у випадку відсутності коригування. Лише радіуси виступів зубів будуть іншими:

$$r_{a1} = r_1 + (1+x_1)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1+x_2)m, \quad (6)$$

де $x_1 = -x_2$ – коефіцієнти зміщення.

Розв'язок задачі проведено за таких вихідних даних: $z_1 = 23$; $z_2 = 88$; $m = 10$ мм; $u = 3,826$; $n_1 = 800$ об/хв; $P = 670$ кВт; $f = 0,05$; $\beta = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$; $b = 100$ мм; матеріали коліс: шестерня – сталь 20ХН3А цементация або нітроцементация 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 ОС – Л (літня) з кінематичною в'язкістю $\nu_{+100^\circ} = 7 \dots 12$ сСт, олива ОС-3

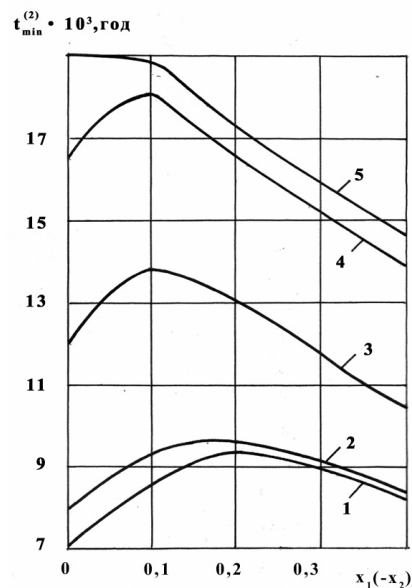


Рис. 1. Довговічність передачі: 1 – $\beta = 5^\circ$, 2 – $\beta = 10^\circ$, 3 – $\beta = 15^\circ$, 4 – $\beta = 20^\circ$, 5 – $\beta = 25^\circ$

Якісні показники передач

Кут нахилу, β° Міжос. відст., a	Довговічність, год				
	При $x=0$	max	Абс. зрост.	Відн. зрост.	Відн. зрост. від max
5° $a=557,12$ мм	7005	$x=0,2$ 9327	1,32	$\frac{7005}{7005} = 1,0$	$\frac{9327}{9327} = 1,0$
10° $a=563,56$ мм	7810	$x=0,2$ 9600	1,23	$\frac{9600}{7005} = 1,37$	$\frac{9600}{9327} = 1,03$
15° $a=574,58$ мм	11900	$x=0,1$ 13700	1,16	$\frac{11900}{7005} = 1,7$	$\frac{13700}{9327} = 1,47$
20° $a=590,62$ мм	16250	$x=0,1$ 18050	1,11	$\frac{16250}{7005} = 2,3$	$\frac{18050}{9327} = 1,93$
25° $a=612,37$ мм	18997	$x=0$ 18997	1,0	$\frac{18997}{7005} = 2,71$	$\frac{18997}{9327} = 2,04$

(зимова) з кінематичною в'язкістю $v_{+100^\circ} = 3...7$ сСт; $h_{1\bullet} = 1,4$ мм, $h_{2\bullet} = 2,0$ мм; $K_g = 1,5$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $\varphi = 0, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24.95^\circ$ – кути розташування точок контакту j ; коефіцієнти зміщення: $x_1 = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$; $x_2 = 0; -0,1; -0,2; -0,3; -0,4$.

Крім цього, прийнято, що у зачепленні постійно знаходиться дві пари зубів, оскільки передача є косозубою; динамічність навантаження визначається коефіцієнтом динамічності K_g ; максимальні контактні тиски p_{jmax} в процесі зношування є сталими; забезпечується граничне мащення оливою. Результати розрахунків подані на рис. 1.

Як видно з рисунка, існує максимальна довговічність для вибраних значень кута нахилу зубів при певних величинах коефіцієнтів зміщення. Встановлено, що зі зростанням β спостерігається збільшення значення оптимальної довговічності в область менших коефіцієнтів зміщення, а для кута нахилу $\beta=25^\circ$ оптимальною є некоригована передача.

У табл. 1 наведено дані про мінімальну довговічність некоригованої передачі ($x=0$), її максимальне та відносне збільшення внаслідок коригування, а також її зростання при збільшенні кута нахилу зубів.

Література

1. Чернец М.В., Келбиньски Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблемы трибологии. – 2004. – №3–4. – С. 104 – 112.

Отримана 14.06.11

M. Chernets^{1,2}, R. Yarema³

To the question about hooking correction influence of cylindrical oblique-cogged gear on its longevity

¹Drohobych Ivan Franko State Pedagogical University, Drohobych, Ukraine

²Lublin Polytechnic Institute, Lublin, Poland

³Lviv Locomotive Repairing Plant, Lviv, Ukraine

The influence of high-altitude correction of cylindrical oblique-cogged gear on its longevity considering different cogs incline angles has been investigated. Established, that depending on the cogs incline angle value the maximal longevity has been reached different meanings of displacement coefficients. Established regularities have been presented graphically.

Дисертинація

9-th European Fluid Mechanics Conference

9-13 September 2012 University of Rome "Tor Vergata"

The 9th European Fluid Mechanics Conference will be held at the Main lecture hall of the University of Rome "Tor Vergata"

(Faculty of Economics, via Columbia 2, I-00133 Rome)

The European Fluid Mechanics Conferences are run under the auspices of the [EUROMECH](#) organization and covers all aspects of theoretical, experimental and computational fluid mechanics.