

*М.В. Чернець, д.т.н., А.О. Корнієнко, к.т.н., С.В. Федорчук  
(Національний авіаційний університет)*

### **Аналіз впливу парності зачеплення на максимальний контактний тиск і ресурс черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком**

*Згідно з розробленим методом досліджено вплив дво- та трипарного зачеплення на максимальний контактний тиск і ресурс черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком. Досліджено закономірності їх зміни на вході і на виході зубів черв'ячного колеса із зачеплення.*

До достатньо поширених черв'ячних передач відносяться передачі з евольвентним черв'яком. Нижче із застосуванням відомого розрахункового методу дослідження кінетики зношування черв'ячних передач [1, 2] проведено порівняльну оцінку максимального контактного тиску і ресурсу черв'ячної передачі з евольвентним черв'яком при дво- та трипарному зачепленні зубів черв'ячного колеса з витками черв'яка. Відомі у літературі методи [3-7] не дозволяють провести такого виду дослідження при граничному терті ковзання, яке має місце у таких передачах.

Нижче наведено основні положення методу, який базується на узагальненій методології дослідження кінетики зношування при терті ковзання [1, 2] та методі прогнозування довговічності циліндричних зубчастих передач [2].

Максимальний контактний тиск  $p_{j\max}$  у  $j$ -их точках зачеплення та ширина  $2b_j$  площадки контакту розраховуються за формулами Герца

$$\text{Контактний тиск } p_{j\max} \text{ та ширина } 2b_j \text{ площадки контакту} \\ p_{j\max}^{(w)} = 0,564 \sqrt{N' / w \theta \rho_j b}, \quad 2b_j^{(w)} = 2.256 \sqrt{\Theta N' \rho_j / bw}, \quad (1)$$

де  $N'$  – сила у зачепленні,  $\theta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2$ ,  $\mu$ ,  $E$  – коефіцієнт Пуасона та модуль Юнга матеріалів черв'ячної передачі,  $\rho_j$  – зведений радіус кривизни у  $j$ -ій точці зачеплення,  $j$  – точка зачеплення спряжених профілів,  $b$  – ширина черв'ячного колеса,  $w$  – кількість пар зачеплень витків черв'яка з зубами колеса.

Зусилля  $N'$  у зачепленні визначається відомим чином

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

де  $T$  – крутний момент на валу черв'яка,  $\rho'$  – кут тертя,  $T = 9550 \cdot 10^3 N / n_1$  (Нмм),  $\rho' = \arctg(f / \cos \alpha)$ ,  $N$  – передавана потужність,  $d_1$  – дільний діаметр черв'яка,  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання,  $\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії витків черв'яка,  $n_1$  – кількість обертів черв'яка,  $\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення.

Для евольвентного черв'яка зведений радіус кривизни  $\rho_j$  у  $j$ -ій точці зачеплення встановлюється за формулами [8 - 11]

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}} \quad (3)$$

Відповідно радіуси кривини профілів свольвентних витків черв'яка 1 та зубів черв'ячного колеса 2

$$\rho_{1j} = -\frac{r_b \operatorname{tg} \alpha_{cj}}{\cos^3 \alpha_{pxj} \operatorname{tg} \gamma_b \cos^2(\alpha_{cj} + \varepsilon_j)}, \rho_{2j} = \frac{\rho_{1j} r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} e_{pAj} - e_{pAj}^2}{r_2 \sin \alpha_{pxj} + \rho_{1j} - e_{pAj}} \quad (4)$$

Змінна  $x$  має діапазон зміни в межах висоти витка черв'яка  $x_A < x < x_B$ , де  $x_A = r_{f1} + 0,2m$ ,  $x_B = r_{a1}$ . Відповідно на цьому діапазоні зміни  $x$  вибираються точки  $j$ .

Геометричні параметри черв'ячної передачі обчислюються за співвідношеннями

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

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

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

$$r_2 = 0,5z_2m, r_2 = 0,5d_2, z_2 = uz_1, q = 2(1 + \sqrt{z_2}).$$

де  $r_l$  – радіус кола впадин черв'яка,  $h_l$  – висота основи витка черв'яка,  $m$  – осьовий модуль зачеплення,  $m_n = \cos \gamma$  – нормальний модуль зачеплення,  $z_1$  – кількість заходів черв'яка,  $q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка,  $r_{a1}$  – радіус кола виступів витків черв'яка,  $h_{a1}$  – висота головки витка черв'яка,  $d_2$  – дільний діаметр черв'ячного колеса,  $z_2$  – кількість зубів черв'ячного колеса,  $u$  – передавальне відношення передачі,  $e_{pA}$  – відстань  $j$ -ої точки контакту від полюса зачеплення.

Інші параметри знаходяться за такими виразами:

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

$$\alpha_{cj} = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{r_b}, \alpha_{pxj} = \operatorname{arctg} \left( -\operatorname{tg} \gamma_b \frac{\sqrt{x^2 - r_b^2}}{x} \right), \operatorname{tg} \gamma = mz_1 / d_1$$

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

де  $\alpha_c$  – торцевий кут зачеплення,  $\alpha_n = \alpha$  – кут зачеплення,  $\alpha_{cj}$  – торцевий кут зачеплення для  $j$ -ої точки,  $\gamma_b$  – кут нахилу лінії зуба на дільному циліндрі,  $\varepsilon$  – кутова координата для кожного кроку (град).

Довговічність  $t_*$  роботи передачі визначається наступним чином:

$$t_* = (h_{2*} / \bar{h}_{2j}) \quad (5)$$

де  $\bar{h}_{2j} = 60n_2h'_{2j}$ ,  $n_2 = n_1 / u$ ,  $n_1, n_2$  – відповідно, кількість обертів черв'яка та черв'ячного колеса за хвилину,  $h_{2*}$  – допустиме зношування зубів черв'ячного колеса.

Функція лінійного зношування зубів черв'ячного має вигляд [2, 8 - 11].

$$h'_{2j} = \frac{v_{sj} t'_j \left( fp_{jmax}^{(w)} \right)^{m_2}}{C_2 (\tau_{s2})^{m_2}} \quad (6)$$

де  $v_{sj}$  – швидкість ковзання у  $j$ -ій точці зачеплення,  $t'_j = 2b_j / v_{sj}$  – час трибоконтакту спряжених профілів у  $j$ -их точках на шляху тертя  $2b_j$ ,  $p_j$  – максимальні контактні тиски за Герцом,  $C$ ,  $m$  – характеристики зносостійкості матеріалу зубів черв'ячного колеса у парі із сталним черв'яком при граничному терті,  $\tau_{s2} \approx 0,35\sigma_{b2}$  – границя міцності на зріз матеріалу зубів черв'ячного колеса,  $\sigma_{b2}$  – його границя міцності при розтягу.

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  $tg \gamma_A = mz_1 / 2x$ ,  $\omega_1 = \pi n_1 / 30$  – кутова швидкість черв'яка,  $n_1$  – число обертів вала-черв'яка.

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

Приклад. Дані для обчислень:  $N = 3,5$  кВт,  $n_1 = 1410$  об/хв,  $m = 6$  мм,  $z_1 = 2$ ,  $u = 25,5$ ,  $b = 36$  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; досліджується дво- і трипарне зачеплення.

Результати рішення подано на рис. 1, 2. Зокрема на рис. 1 подано максимальні контактні тиски, які виникають на виході із зачеплення.

При трипарному зачепленні  $p_{max}$  буде на 22,4% меншим, ніж при двопарному. На виході із зачеплення  $p_{max}$  є суттєво нижчими і складають 142 МПа (двопарне зачеплення) та 115,9 МПа (трипарне зачеплення). Тобто є на 79,6% нижчими від тих, що виникають на вході зубів колеса у зачеплення.

На рис. 2 подано розрахунковий ресурс передачі, який є найнижчим для точки входу зуба у зачеплення.

Ресурс передачі з трипарним зачепленням є на 47,5% більшим, як при двопарному.

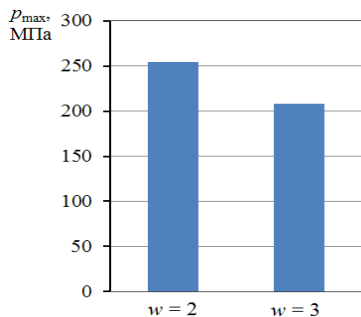


Рис. 1. Максимальні контактні тиски у передачі

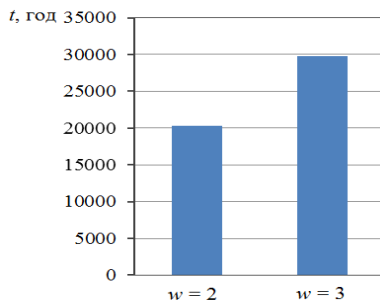


Рис. 2. Ресурси передач

**Висновки.** Отримані результати свідчать, що при конструюванні черв'ячних передач слід їх геометричні параметри вибирати таким чином, щоб реалізувалось трипарне зачеплення саме на виході з зачеплення зубів колеса з витками черв'яка. Щодо ресурсу передачі в точках зачеплення на вході зубів у зачеплення і на виході з нього, то він є близьким.

### Список літератури

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Чернец М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. В 3-х томах. Т.1. Дослідження та розрахунок трибосистем ковзання, методи підвищення довговічності і зносостійкості. – Дрогобич: КОЛО, 2001. – 492 с.
3. Sharif K.J., Evans H.P., Snidle R.W. Prediction of the wear pattern in worm gears // *Wear*. – 2006, 261, P. 666 – 663.
4. Sharif K.J., Evans H.P., Snidle R.W., Barnett D., Egorov I.M. Effect of elastohydrodynamic film thickness on a wear model for worm gears // *Proc. IMechE., Part J: J. Engineering Tribology*. – 2006, 220, P. 295 – 306.
5. Sabiniak H., Woźniak K. Analityczna ocena trwałości ścierniej przekładni ślimakowej // *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn*. – 1999, №2–3, P.82–83.
6. Jbily D., Guingang M., J.P. de Vaujany. Loaded behaviour of steel / bronze worm gear. International Gear Conference, 2014, Lyon Villenbanne, France, 26-28.08. 2014, 32–42.
7. D. Jbily, M.Guingang, J.P. de Vaujany. A wear model for worm gear // *J. MechEng.* — 2016, vol. 230, iss. 7-8, P. 1290-1302.
8. Чернец М.В., Ярема Р.Я. Прогнозування довговічності черв'ячних передач з архімедовим та евольвентним черв'яком // *Проблеми трибології*. — 2011, №2, – с. 21– 25.

9. Chernets M.V., Jarema R.Ja.. Prediction of the life of the worm gears in Archimedes and involute worm gears //Problems of Tribology, — 2011, No. 2, P. 21–25.

10. Chernets M.V. Prediction Method of Contact Pressures, Wear and Life of Worm Gears with Archimedean and Involute Worm, Taking Tooth Correction into Account // Journal of Friction and Wear, – 2019, vol. 40, No. 4, P. 342 – 348.

11. Chernets M.V. A method for predicting contact strength and life of Archimedes and involute worm gears, considering the effect of wear and teeth correction // Tribology in Industry — 2019, No. 1, P. 134–141.