

**Чернець М.В.,\* \*\*****Чернець Ю.М.\***\* Дрогобицький державний педагогічний  
університет ім. Івана Франка,

\*\* Люблінський політехнічний інститут

**МЕТОД ОЦІНКИ ВПЛИВУ  
ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ  
ПЕРЕДАЧІ З ЕВОЛЬВЕНТНИМ  
ЧЕРВ'ЯКОМ НА НЕСУЧУ ЗДАТНІСТЬ  
І ДОВГОВІЧНІСТЬ**

Черв'ячні передачі знаходять широке застосування у різноманітних машинах та обладнанні. У зачепленні виникає тертя ковзання, яке призводить до зношування зубів черв'ячного колеса і зміни як параметрів контактної взаємодії, так і довговічності роботи передачі. Тому на етапі проектного розрахунку слід оцінювати вплив експлуатаційного фактору, яким є зношування, на несучу здатність і ресурс роботи передачі. Однак у літературі відсутні такі методи. На основі методу розрахунку параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії у черв'ячних передачах [1, 2], розроблено модифікований метод оцінки впливу зношування зубів черв'ячного колеса на зміну умов контакту і, як наслідок, на контактну міцність, радіус кривини зубів та довговічність.

Відповідно [1] лінійне зношування зубів колеса протягом одного оберту обчислюється за формулою:

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

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 [3];

$\tau_{s2} \approx 0,35\sigma_B$  – границя міцності на зріз (зсув) матеріалу колеса;

$\sigma_B$  – його 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;

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

$\mu, E$  – коефіцієнти Пуасона та модулі Юнга матеріалів черв'ячної передачі;

$N'$  – зусилля у зачепленні.

$$N' = \frac{F_{t_1}}{\cos \alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}, \quad (2)$$

де  $F_{t_1} = 2T / d_1$  – 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.

Зведений радіус кривини у  $j$ -ій точці зачеплення:

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

Відповідно радіуси кривини профілів витків евольвентного черв'яка  $\rho_{1j}$  та зубів черв'ячного колеса  $\rho_{2j}$  обчислюються так:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

де  $r_{f_1}$  – радіус кола впадин черв'яка;

$d_1$  – дільний діаметр черв'яка;

$h_{f_1}$  – висота основи витка черв'яка;

$m$  – осьовий модуль зачеплення;

$m_n = m \cos \gamma$  – нормальний модуль зачеплення;

$\gamma$  – 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;

$d_2$  – дільний діаметр черв'ячного колеса;

$z_2$  – кількість зубів черв'ячного колеса;

$u$  – передавальне відношення передачі;

$r_b$  – радіус основного кола витків черв'яка;

$\alpha_c$  – 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);

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

Координата  $x$  по висоті витків черв'яка змінюється в межах  $x_A < x < x_B$ . При  $x_A$  зуби колеса входять у зачеплення, а при  $x_B$  – виходять з нього. Відрізок  $[x_A, x_B]$  поділяється пропорційно на менші відрізки  $x_A = j_A = j_1, x_2 = j_2, x_3 = j_3, \dots, x_B = j_n = j_B$ .

Швидкість ковзання  $V_j$ , що виникає при обертанні черв'яка, визначається так:

$$V_j = \frac{\omega_1 x}{\cos \gamma_A}, \quad (5)$$

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.

Зміна вихідних радіусів кривини  $\rho_{2j}$  зубів черв'ячного колеса у вибраних точках  $j$  враховується такою формулою:

$$\rho_{2jh} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum_{j=1}^{n_2} h'_{2jn} , \quad (6)$$

де  $\lambda_h$  – безрозмірний коефіцієнт впливу зношування;

$h'_{2jh}$  – лінійне зношування зубів колеса (формула (1)) протягом однієї взаємодії, яке змінюватиметься внаслідок зміни  $\rho_{jh}$ ,  $t'_{jh}$ ,  $p_{jh\max}$ ;

$n_2$  – кількість обертів черв'ячного колеса;

$n_{2*}$  – відповідатиме заданому граничному зношуванню  $h_{2*}$ .

Отже внаслідок зростання в кожному оберті черв'ячного колеса радіуса кривини його зубів зведений радіус кривини теж зростатиме і, відповідно, знижуватимуться максимальні контактні тиски та збільшуватиметься ширина площадки контакту:

$$p_{jh\max} = 0,564 \sqrt{N' / bw \theta \rho_{jh}} , \quad 2b_{jh} = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_{jh} / bw} , \quad (7)$$

Тому при числовому розв'язку задачі проводиться покрокове обчислення наступних розрахункових параметрів:  $h'_{2jh}$ ,  $\rho_{2jh}$ ,  $\rho_{jh}$ ,  $p_{jh\max}$ ,  $2b_{jh}$ ,  $t'_{jh}$ .

У випадку допустимого зношування зубів черв'ячного колеса  $h_{2*} > 0,3$  мм слід використати не покроковий метод розрахунку, а блочний метод. Він полягає в тому, що покладаються постійними  $h'_{2j}$ ,  $p_{j\max}$ ,  $2b_j$ ,  $t'_j$  протягом певного числа обертів  $n_2$  колеса (протягом блоку взаємодій  $B$ ). В подальшому враховуються зміни параметрів у блоці і наступний блок взаємодій прораховується за їх нових значень. Це суттєво пришвидшує (пропорційно величині блоку) час обчислень.

Отже у цьому випадку:

$$\rho_{2jh} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum_{j=1}^B h'_{2jn} . \quad (8)$$

При  $h_{2*} < 0,3$  мм сумарне зношування  $h_{2jn}$  зубів черв'ячного колеса обчислюється так:

$$h_{2jn} = \sum_1^{n_{2*}} h'_{2jn} . \quad (9)$$

При  $h_{2*} > 0,3$  мм, відповідно:

$$h_{2jn} = \sum_1^{n_{2*}} h_{2jB} , \quad (10)$$

де  $h_{2jB} = \sum h'_{2j}$  – зношування зубів протягом блоку.

Ресурс роботи передачі для результуючого числа обертів  $n_{2*}$  колеса буде

$$t^* = n_{2*} / 60n_2 . \quad (11)$$

Числовий розв'язок задачі проведено за наступних вихідних даних:  $N = 3,5$  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),  $j = 3$  ( $x = 20$  мм),  $j = 4$  ( $x = 24$  мм);  $j = 5$  ( $x = 26$  мм);  $h_{2*} = 0,5$  мм;  $\lambda_h = 100$ ;  $B = 10(\pi n_1 / 30u) = 33177$  об; розглядається двопарне зчеплення.

Результати розв'язку подано на рис. 1 - 6.

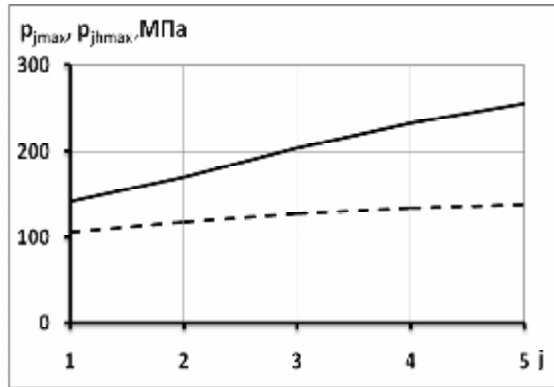


Рис. 1 – Максимальні контактні тиски у зачепленні: суцільна лінія – незмінні умови контакту; штрихова – зі зміною зведеного радіуса кривини внаслідок зношування

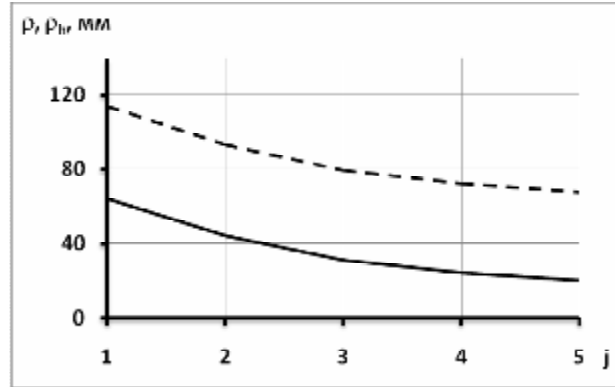


Рис. 2 – Зміна зведеного радіуса кривини в процесі зношування зубів колеса до  $h_{2*} = 0.5$  мм

Зокрема з аналізу рис. 1 слідує, що внаслідок зношування зубів колеса максимальні контактні тиски знижуються в 1,33 рази на вході у зачеплення, а на виході з нього – в 1,85 рази.

Внаслідок зношування зубів зведений радіус кривини зростає у всьому діапазоні зміни параметра  $x$  (рис. 2), що і зумовлює зниження контактних тисків.

Лінійне зношування зубів протягом години роботи за сталих умов контакту (шляху тертя  $2b_j$ ) є нижчим, ніж за змінних умов за рахунок зношування (шляху тертя  $2b_{jh}$ ) (рис. 3).

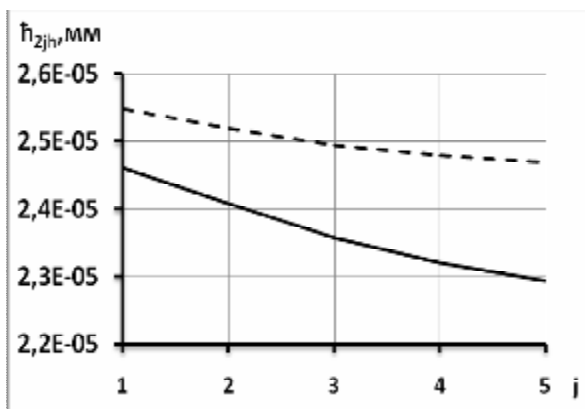


Рис. 3 – Лінійне зношування зубів колеса: суцільна лінія – протягом 1-го блоку взаємодій; штрихова лінія – протягом останнього блоку взаємодій

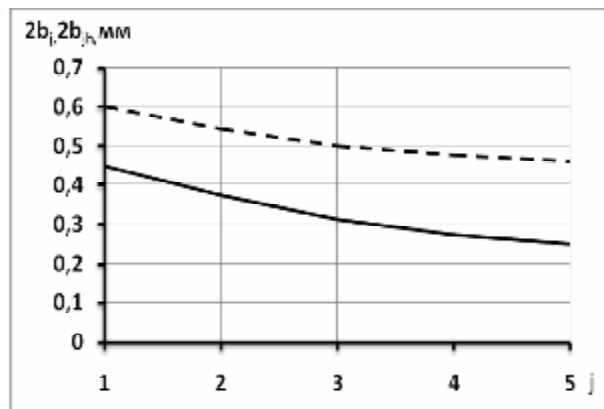


Рис. 4 – Величина площадки контакту у вибраних точках співдотику

Попередньо поданий результат обумовлений тим, що  $2b_{jh} > 2b_j$  (рис. 4). Із зростанням шляху тертя  $2b_{jh}$  збільшується і час зношування  $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$  (рис. 5). У результаті зношування зубів  $h'_{2jh}$  в одному оберті колеса теж дещо зростатиме (рис. 6), не зважаючи на зниження  $p_{jh\max}$  (рис. 1). Однак зростання  $t'_{jh}$  із збільшенням  $2b_{jh}$  є більш значним у (1), ніж зниження  $p_{jh\max}$ , зумовлене збільшенням  $\rho_{jh}$ .

За змінних умов контакту довговічність  $t_h^*$  передачі буде дещо нижчою, ніж  $t^*$  за сталих умов (рис. 7). На вході у зачеплення, де довговічність є мінімальною, це зниження складає 3,5 %, а на виході із нього 7,6 %.

Швидкість ковзання залишається незмінною як за сталих, так і змінних умов контакту (рис. 8).

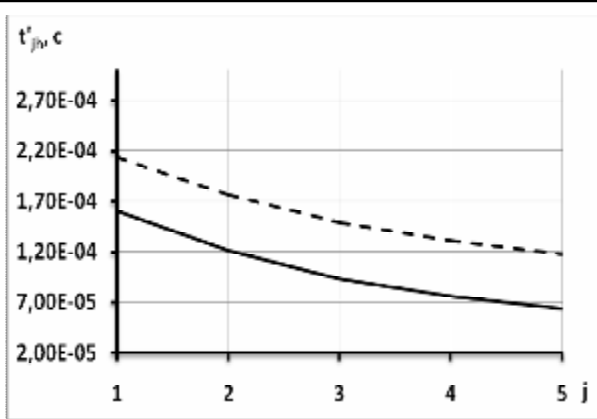


Рис. 5 – Час зношування зуба колеса протягом його обертів

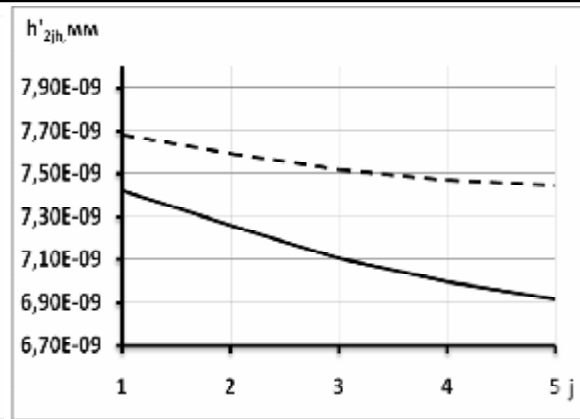


Рис. 6 – Зношування зуба в одному оберті колеса

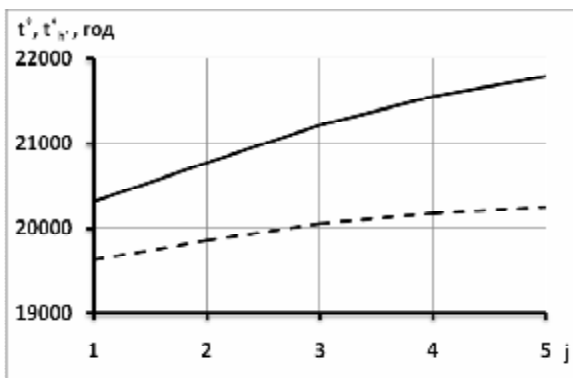


Рис. 7 – Тривалість роботи передачі в досліджуваних точках контакту

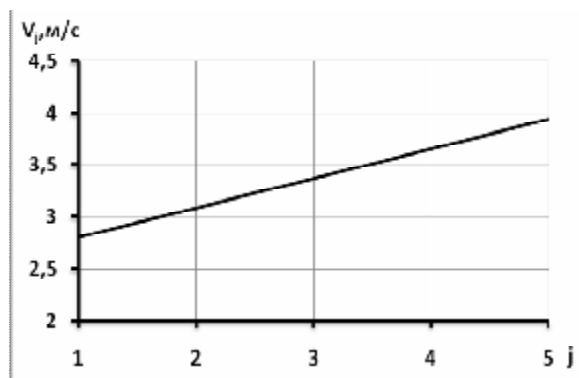


Рис. 8 – Швидкість ковзання у точках зачеплення

Отже в рамках прийнятої моделі, яка відображає реальні умови трибоконтактної взаємодії черв'ячного колеса з евольвентним черв'яком, в результаті зношування зубів відбуватиметься значне зниження контактних напружень, а також незначне зниження довговічності передачі.

### Література

1. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Розрахункова модель зношування та довговічності черв'ячних передач з евольвентним черв'яком // Проблеми трибології. – 2011. – № 1. – С. 142- 146.
2. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Прогнозування довговічності черв'ячних передач з архімедовим та евольвентним черв'яком // Проблеми трибології. – 2011. – № 2. – С. 21-25.
3. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.

Надійшла 25.06.2012