

УДК 539.3:539.538:539.621

DOI: 10.18372/0370-2197.1(82).13481

М. В. ЧЕРНЕЦЬ, М. В. КІНДРАЧУК, О. В. ТІСОВ, А. О. КОРНІЄНКО,
А. О. ЮРЧУК

Національний авіаційний університет, Київ

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОВЗАННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Запропоновано використання методики розрахунку зношування зубів на довговічність та умови їх зачеплення, яка заснована на феноменологічній розрахунковій моделі фрикційно - втомного зношування при терті ковзання з використанням розробленого методу розрахунку зношування і довговічності зубчастих передач проведено дослідження впливу коефіцієнта тертя ковзання на довговічність двох видів прямозубих циліндричних передач за однакових умов роботи: зі сталевими зубчастими колесами і металополімерної з поліамідними колесами, армованими вуглецевими та скляними дисперсійними волокнами. Враховується також зміна умов зачеплення зубів (дво – одно – двопарне) та зміна умов їх трибоконтактної взаємодії внаслідок зношування.

Встановлено, що передача зі сталевими колесами має приблизно однакову довговічність, як металополімерна пряма передача зі сталюю шестернею і склокомпозитним колесом у діапазоні $f = 0,17 \dots 0,4$. Довговічність металополімерних передач з вуглекомпозиту (прямої і оберненої) у кілька разів є більшою за довговічність металеві зубчасті передачі у діапазоні $f = 0,1 \dots 0,4$. Зокрема прямої передачі вона буде від 3,45 до 10,2 разів, а оберненої – від 10,3 до 3,7 рази. Подано графічно закономірності впливу коефіцієнта тертя ковзання на довговічність передач. Проведена оцінка максимальних контактних тисків у зачепленні цих передач свідчить, що їх найбільша величина буде на вході зубів в однопарне зачеплення. Спостерігається дуже значна відмінність між їх величиною у передачі з металевими колесами і металополімерними передачами. Зокрема для металополімерної вуглекомпозитної передачі вони є меншими близько 16 разів, а для металополімерної склокомпозитної передачі близько 18 разів. Також досліджена зміна початкових максимальних контактних тисків у зачепленні внаслідок зношування зубів та встановлено її закономірності. Отримані результати подано графічно, що унаочнює отримані закономірності.

Ключові слова: *циліндрична евольвентна зубчаста передача; коефіцієнт тертя ковзання; довговічність; контактний тиск*

Вступ. З метою ефективного зниження коефіцієнта тертя у трибомеханічних системах різного виду широке застосування знаходять мастильні матеріали, в т.ч. і з використанням антифрикційних і протизношувальних додатків, внаслідок чого досягається зниження зношування та збільшення довговічності. Зокрема це стосується і зубчастих передач. Одним з фундаментальних чинників, що визначають умови тертя у трибологічній системі, є коефіцієнт тертя ковзання f . Тому дослідження впливу цього параметра на ресурс зубчастих передач, що працюють при граничному чи змішаному терті, має життєво важливе практичне значення. Крім того у металополімерних зубчастих передачах без мащення у випадку сухого тертя застосовують модифікування полімерів дисперсними частинками мікронного розміру чи короткими волокнами для регулювання величини коефіцієнта тертя. У літературі відсутні дослідження впливу коефіцієнта тертя на зміну довговічності зубчастих передач як з металевих, так і з неметалевих матеріалів з використанням відомих обчислювальних методів [1–11].

З використанням методу [13 – 18] розрахункової оцінки зношування і довговічності зубчастих передач, буде досліджено вплив коефіцієнта тертя у практичному діапазоні на довговічність вказаних видів зубчастих передач при однакових умовах роботи. На відміну від зазначених методів розрахунку зубчастих передач [1–11], в основу яких покладено закон абразивного зношування Архарда, яке практично відсутнє у зубчастих передачах, у авторському методі, що базується на відомій феноменологічній розрахунковій моделі фрикційно - втомного зношування при терті ковзання [12], розраховується зношування зубів на довговічність та умови їх зачеплення.

Метод розрахунку лінійного зношування. Для визначення лінійного зношування h'_{kjn} зубів у довільній точці j робочої поверхні за цикл їх взаємодії використовується така формула [17, 18]:

$$h'_{kjn} = \frac{v_j t'_{jh} (f p_{jh \max})^{m_k}}{C_k \tau_S^{m_k}} \quad (1);$$

де t'_{jh} – час трибоконтактної взаємодії (зношування) зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на змінну внаслідок зношування ширину площадки контакту $2b_{jh}$; $j=1,2,3,\dots$ – точки контакту на профілях зубів; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$ – швидкість переміщення точки контакту по профілю зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; r_1 – радіус діляльного кола шестерні; v_j – швидкість ковзання; f – коефіцієнт тертя ковзання; $p_{jh \max}$ – максимальний трибоконтактний (при зношуванні зубів) тиск у j -ій точці взаємодії; C_k, m_k - характеристики зносостійкості матеріалів зубчастих коліс для вибраних умов [14, 19]; τ_S - границя міцності матеріалів при зрізі; $\tau_S = 0.35\sigma_B$ – границя міцності матеріалів коліс при розтязі.

Внаслідок зношування зубів відбувається збільшення радіусів кривини їх робочих профілів. Відповідно відбуватиметься зниження початкових максимальних контактних тисків $p_{j \max}$ та збільшення ширини площадок контакту $2b_j$ в кожній j -тій точці співдотику зубів. Тому при врахуванні зношування зубів поточні значення $p_{jh \max}$ і $2b_{jh}$ розраховуються за модифікованими формулами Герца

$$p_{jh \max} = 0.418 \sqrt{N' \theta / \rho_{jh}}, \quad 2b_{jh} = 2.256 \sqrt{\theta N' \rho_{jh}} \quad (2);$$

де $N' = N / bw$; $N = 9550P / r_1 n_1 \cos \alpha$ – сила, що діє у зачепленні; P – потужність на ведучому валі; b – ширина шестерні; w - кількість пар зачеплень зубів; $\theta = (1 - v_1^2) / E_1 + (1 - v_2^2) / E_2$; E, v – модуль Юнга та коефіцієнт Пуасона матеріалів коліс; n_1 – кількість обертів шестерні; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

$\rho_{jh} = \frac{\rho_{1jh} \rho_{2jh}}{\rho_{1jh} + \rho_{2jh}}$ – змінний при зношуванні зведений радіус кривини профілів

зубів у нормальному перерізі; ρ_{1jh}, ρ_{jh} – відповідно, змінні радіуси кривин профілів зубів шестерні і колеса.

В процесі роботи зубчастої передачі внаслідок зношування зубів початкові радіуси кривин ρ_{1j}, ρ_{2j} [14] їх робочих профілів та, відповідно, зведений радіус кривини ρ_j зростатимуть.

Відповідно, вони обчислюються так:

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{1j}, \quad \rho_{2j} = r_2 \sqrt{\left(r_{2j}/r_2\right)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha, \quad \alpha_{1j} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_{10} + j\Delta\phi),$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{10} = (1+u) \operatorname{tg} \alpha - \frac{u}{\cos \alpha} \sqrt{\left(r_{20}/r_2\right)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_2 = mz_2, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m, \quad r_{a1} = r_1 + m, \quad r = 0,2m,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1s} = \sqrt{\left(r_{1s}/r_1\right)^2 - \cos^2 \alpha}, \quad r_{1s} = r_{a1} - r = r_{a1} - 0,2m, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha, \quad r_{a1} = r_1 + m,$$

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

$$\cos \alpha_{20} = \frac{r_2}{r_{20}} \cos \alpha, \quad \operatorname{tg} \alpha_{2s} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{u \cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{r_{1s}}{r_1}\right)^2 - \cos^2 \alpha},$$

де r_1, r_2 – відповідно, радіуси ділільних кіл шестерні і колеса; r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл шестерні і колеса; r_{a1}, r_{a2} – радіуси вершин зубів коліс; r – радіус заокруглення вершин зубів; u – передаточне відношення; a – міжосьова відстань; $\Delta\phi$ – кут повороту зуба шестерні з точки початкового контакту (т.0) в точку 1 і т.д.; α_{10} – кут, що відповідає 1-ій точці контакту зуба шестерні на лінії зачеплення; α_{1s} – кут, що визначає положення останньої точки контакту зуба шестерні на лінії зачеплення; α_{20}, α_{2s} – кути першої і останньої точки зачеплення зуба колеса на лінії зачеплення.

Методика розрахунку зміни радіусів кривини зубів. Вплив зношування на зміну вихідних радіусів кривини зубів досліджується у [15, 16]. Відповідно у [15]

$$\rho_{kjh} = \rho_{kj} + D_{jk} \sum_{k=1}^n K_{kj}^{-1}, \quad k = 1; 2, \quad (3);$$

де $n = n_k = 1, 2, 3, \dots$ – кількість обертів коліс; k – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо); $D_{jk} = K_{kj}^2$ – безрозмірні постійні в кожній точці j контакту, які у загальному випадку є залежать від зношування зубів.

Зміна кривини профілів зубів внаслідок зношування впродовж кожної їх окремої взаємодії

$$K_{kj} = 8h'_{kj} / l_{kj}^2 \quad (4);$$

Для зменшення тривалості обчислень розроблено блокову схему розрахунку.

Тут зміна радіусів кривин профілів зубів, їх зведеного радіуса кривини, максимальних контактних тисків, ширини площадки контакту не розглядається після кожного оберту (циклу зачеплення), а після певної кількості обертів (блоці взаємодій). У блоці розрахунок ведеться за лінійним методом накопичення, тобто за постійних вихідних умов. В наступному блоці обчислень накопичені зміни враховуються за (5), (6) і за новими поточними даними продовжуються обчислення вищевказаних параметрів. Час обчислень зменшується пропорційно величині блоку. Тоді радіуси кривини зубів у цьому випадку розраховуються за формулою [16]

$$\rho_{kjh} = \rho_{kj} + E_k \sum_{B_1}^{B_{\max}} D_{kjB} K_{kjB}^{-1}, \quad (5);$$

де B – кількість обертів коліс (величина блоку циклів взаємодії зубів) з незмінними умовами контакту; величина блоку вибирається наступним чином: $B = 1$ один оберт – точний розв'язок, $B = n_1$ (об/хв), $B = n_1$ обертів за 1, 10, 100 год; B_1 та B_{\max} – відповідно, перший та останній блоки обчислень; E_k – безрозмірні постійні, значення яких вибираються у залежності від допустимого зношування h_{k*} зубів; $D_{kjB} = K_{kjB}^2$ – безрозмірні постійні, значення яких є незмінні у блоці, і які можуть залишатись незмінними у наступних блоках чи змінюватися в кожному наступному блоці.

Зміна кривини профілів зубів внаслідок зношування впродовж кожного окремого блоку взаємодій зубів буде

$$K_{kjB} = 8 \sum_{B_1}^B h'_{kjn} / l_{kj}^2 \quad (6);$$

Оскільки зношування зубів в процесі роботи передачі спричиняє зміну початкових радіусів кривини, то значення h'_{kjn} обчислюються в кожному наступному оберті за час $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$, а змінна ширина площадки контакту $2b_{jh}$ у $(n_k - 1)$ -му оберті чи у $(B - 1)$ -му блоці розраховується згідно (2).

Для розрахунку швидкості ковзання використовується співвідношення

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (tg \alpha_{1j} - tg \alpha_{2j}) \quad (7);$$

де $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$.

Довжина хорди кола, що заміняє евольвенту між точками $j - 1, j + 1$, обчислюється так:

$$l_{kj} = 2\rho_{kjh} \sin \varepsilon_{kjh} = \text{const} \quad (8);$$

де $\varepsilon_{kjh} = S_{kj} / \rho_{kjh}$ – 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 профілю між точками $j, j + 1$; α_j, α_{j+1} – кути зачеплення для вибраних точок евольвенти $j, j + 1$ (див. вище); $\alpha_{2j} = \arccos \left[(r_2 / r_{2j}) \cos \alpha \right]$, $\alpha_{2,j+1} = \arccos \left[(r_2 / r_{2,j+1}) \cos \alpha \right]$; m – модуль зачеплення; z_1, z_2 – кількість зубів шестерні і колеса.

Внаслідок зношування зубів після кожної взаємодії чи блоку взаємодій зазнаватимуть зміни усі розрахункові параметри, зокрема h_{1j} , h_{2j} , ρ_{1jh} , ρ_{2jh} , ρ_{jh} , $p_{jh\max}$, $2b_{jh}$, t'_{jh} .

Розрахунок сумарного зношування. Для вибраної довільної кількості обертів n_{1s} шестерні і n_{2s} колеса, яким відповідатиме відповідна кількість блоків, сумарне зношування h_{1jn} та h_{2jn} зубів в j -их точках контакту обчислюється так:

$$h_{1jn} = \sum_1^{n_{1s}} h_{1jB}, \quad h_{2jn} = \sum_1^{n_{2s}} h_{2jB} \quad (9);$$

де $n_{2s} = n_{1s} / u$; h'_{kjB} – зношування зубів в кожному блоці; u – передавальне відношення передачі.

Розрахунок довговічності. Тривалість (ресурс) роботи передачі t для заданої кількості обертів n_{1s} чи n_{2s} коліс знаходиться наступним чином:

$$t = n_{1s} / 60n_1 = n_{2s} / 60n_2 \quad (10);$$

При досягненні прийнятого допустимого зношування h_{k*} зубів в одній із точок профілю одного з коліс автоматично обраховується відповідне максимальне число обертів $n_{\max 1s}$ та $n_{\max 2s}$, що дозволяє згідно (10) визначити граничний мінімальний ресурс передачі.

Методика визначення кутів зачеплення. У прямозубій циліндричній передачі реалізується дво – одно – двопарне зачеплення зубів. Кути переходу від двопарного ($\Delta\varphi_{1F_2}$) до однопарного і знову до двопарного ($\Delta\varphi_{1F_1}$) зачеплення та кут виходу $\Delta\varphi_{1E}$ зубів із зачеплення тут розраховуються так [14]:

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \quad \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}, \quad \Delta\varphi_{1E} = \varphi_{10} + \varphi_{1E}$$

де $\varphi_{1F_2} = \text{tg} \alpha_{F_2} - \text{tg} \alpha$, $\varphi_{1F_1} = \text{tg} \alpha_{F_1} - \text{tg} \alpha$, $\varphi_{10} = \text{tg} \alpha_{10} - \text{tg} \alpha$,

$$\text{tg} \alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha - (p_b - e_1)}{r_1 \cos \alpha}, \quad \text{tg} \alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha - (p_b - e_2)}{r_1 \cos \alpha},$$

$p_b = \pi m \cos \alpha$, $e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha$, $e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha$, $\varphi_{1E} = \text{tg} \alpha_E - \text{tg} \alpha$,

$\alpha_E = \arccos(r_{b1} / r_{1s})$.

Приклад числового розв'язання задачі: Розрахункові дані прийнято наступними: $T_{nom} = 4000$ Нмм; $P = 0,42$ кВт; $K_g = 1.2$ – коефіцієнт динамічності; $z_1 = 20$; $m = 4$ мм; $u = 3$; $n_1 = 1000$ об/хв; $\Delta\varphi = 4^0$; $b = 20$ мм; $a = 160$ мм; $h_* = 0.5$ мм; $f = 0.05, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4$; $B = 6 \cdot 10^6$ обертів (100 годин експлуатації). Матеріали металевих коліс: шестерня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0.4 ... 0.5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа, $\tau_{S1} = 365$ МПа, $C_1 = 3.9 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$; коло – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа, $\tau_{S2} = 345$ МПа, $C_2 = 0.17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2.5$; $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.3$,

Матеріали коліс двох конструктивних типів металополімерної передачі:

– пряма: стальна шестерня – композитне колесо (Ш(С)/К(К)); обернена: композитне колесо – стальна шестерня (Ш(К)/К(С)) ;

– сталь 45 в стані поставки, шліфування, $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.3$; $C = 10^9$, $m = 2$;

– композит 1: вугленаповнений поліамід УПА – 6130 УВ, $\tau_{sc} = 48$ МПа, $E_c = 520$ МПа, $\nu_c = 0.42$, $C_c = 4.7 \cdot 10^6$, $m_c = 2.3$; об'ємний вміст наповнювача – 30%;

– композит 2: склонаповнений поліамід ПА6-Л-СВ30-1, $\tau_{sc} = 52$ МПа, $E_c = 390$ МПа, $\nu_c = 0.42$, $C_c = 1.2 \cdot 10^6$, $m_c = 1.9$; об'ємний вміст наповнювача – 30%.

Результати обчислень подано на рис. 1 – 3. Зокрема на рис. 1 подано обчислену за блоковим методом мінімальну довговічність t передач (криві 1, 3, 5, 7, 9), при якій в одній із точок контакту зубів коліс досягається допустиме зношування. Також тут наведено результати розрахунку довговічності t_y передач за спрощеним методом (криві 2, 4, 6, 8, 10), коли умови контактної взаємодії зубів приймаються незмінними протягом часу роботи зубчастої передачі до досягнення допустимого зношування, тобто не враховується вплив зношування зубів на зміну початкових максимальних контактних тисків. За спрощеним методом обчислень довговічність передач буде в 1.2...1.3 рази меншою, ніж за уточненим, де враховуються реальні умови трибоконтактної взаємодії.

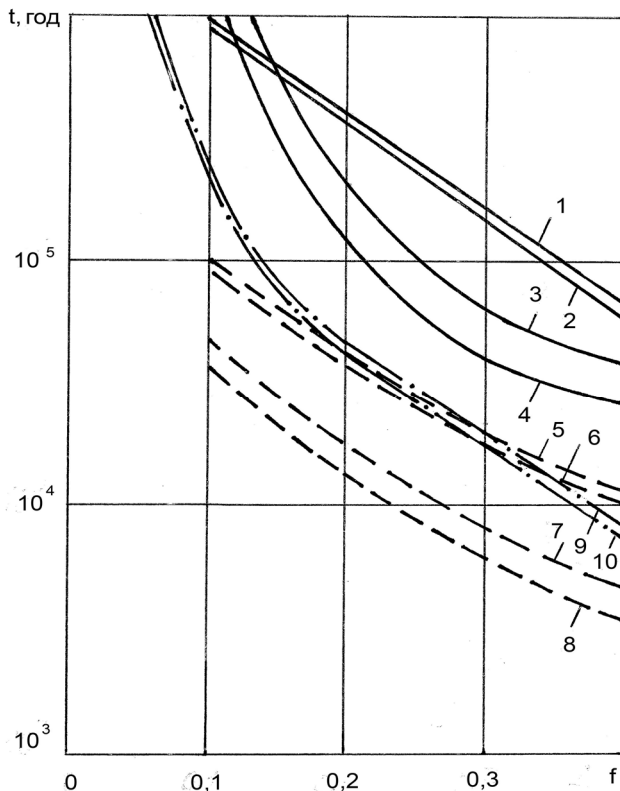


Рис. 1. Довговічність зубчастих передач:

сталь / сталь — · —, склокомпозит / сталь — —, вуглекомпозит / сталь — — ;

передача з металевими колесами – 9 – t , 10 – t_y ; металополімерні передачі – 1, 3, 5, 7 –

t , 2, 4, 6, 8 – t_y ; передача Ш(С)/К(К) – 1, 5; передача Ш(К)/К(С) – 2, 6

У закритих зубчастих передачах з металевими колесами застосовується змащування оливами і там реалізується граничне тертя, при якому $f = 0.05 \dots 0.1$. Однак при недостатньому змащуванні або ж деструкції оливи у процесі роботи зубчастої передачі коефіцієнт тертя зростатиме. В окремих випадках передача може працювати в режимі напівсухого чи, навіть, сухого тертя, при якому коефіцієнт тертя сягатиме $0.4 \dots 0.6$. Металополімерні передачі з досліджуваних зміцнених поліамідних композитів достатньо надійно працюють без мащення при сухому терті з коефіцієнтом тертя $f = 0.3 \dots 0.4$. Однак шляхом зміни процентного вмісту і складу армуючих компонентів чи із застосуванням змащування із додаванням антифрикційних додатків до оливи його можливо суттєво зменшити та внаслідок цього збільшити довговічність передачі. Аналіз наведених графічних залежностей впливу коефіцієнта тертя на довговічність передач свідчить, що свідчить, що передача зі сталевими колесами має приблизно однакову довговічність, як металополімерна пряма передача з склокомпозитним колесом у діапазоні $f = 0.17 \dots 0.4$. Обернена передача зі склокомпозитною шестернею має суттєво нижчу довговічність. А от передача зі сталевими колесами не витримує конкуренції по довговічності не лише з прямою металополімерною передачею з вуглекомпозитним колесом, а й з оберненою з вуглекомпозитною шестернею. Довговічність цього виду металополімерних передач у декілька разів є більшою за довговічність металеві зубчастої передачі у діапазоні $f = 0.1 \dots 0.4$. Зокрема прямої передачі вона буде від 3.45 до 10.2 разів, а оберненої - від 10.3 до 3.7 рази (див рис. 1).

Спостерігається теж своєрідний ефект, що довговічність прямої і оберненої металополімерної передачі стає однаковою при $f = 0.15$, а при подальшому зростанні f склокомпозитна передача матиме більшу довговічність, ніж вуглекомпозитна передача та передача зі сталевими колесами.

Отже для досліджених видів матеріалів передач значно ефективнішою буде як пряма, так і обернена вуглекомпозитна металополімерна передача у широкому діапазоні зміни коефіцієнта тертя ковзання.

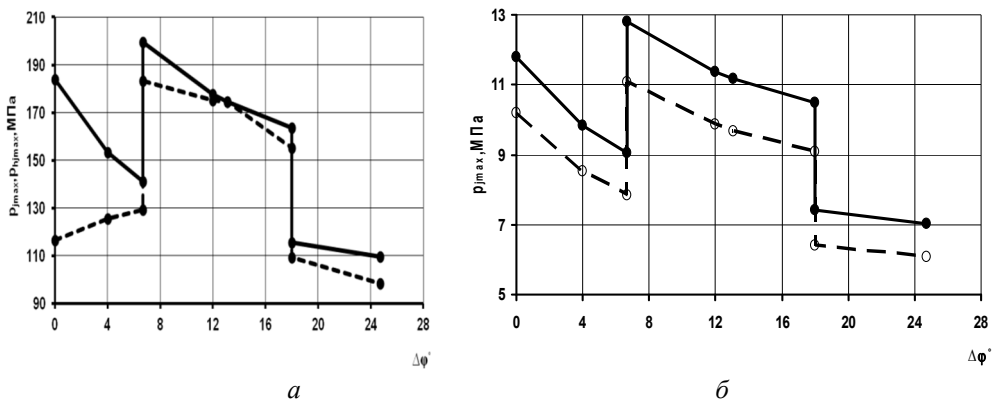


Рис. 2. Зміна максимальних контактних тисків у процесі дво – одно – двопарного зачеплення зубів: *a* – передача з металевими колесами: — $P_{j\max}$, - - - $P_{jh\max}$; *b* – металополімерні передачі: світлі значки – склонаповнений композит; темні значки – вугленаповнений композит

Важливим параметром для реальної зубчастої передачі є її навантажувальна здатність, яка характеризується рівнем максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ у зачепленні. Відповідно на рис. 2 наведено розрахункові значення початкових контактних тисків $p_{j\max}$ від входу зубів у зачеплення до виходу з нього, а на рис. 2, а, б – їх трансформацію $p_{jh\max}$ у результаті зношування зубів. Ліва і права області це двопарне зачеплення, а центральна область – однопарне зачеплення зубів.

Порівняння найбільшої величини $p_{j\max}$, які виникають у вході зубів в однопарне зачеплення у цих передачах, свідчить, що спостерігається дуже значна відмінність між ними. Зокрема вона складає близько 16 разів для металополімерної вуглекомпонентної передачі і близько 18 разів для металополімерної склокомпонентної передачі. Ця обставина кардинально впливає на довговічність передачі зі сталевими колесами і це підтверджено вище на рис. 2.

Зношування зубів протягом періоду роботи передач до досягнення прийнятого їх допустимого зношування призводить до зниження $p_{j\max}$, тобто до поточного рівня $p_{jh\max}$. На рис. 2, 3 наочно показано величину змін, тобто трибоконтні максимальні тиски $p_{jh\max}$.

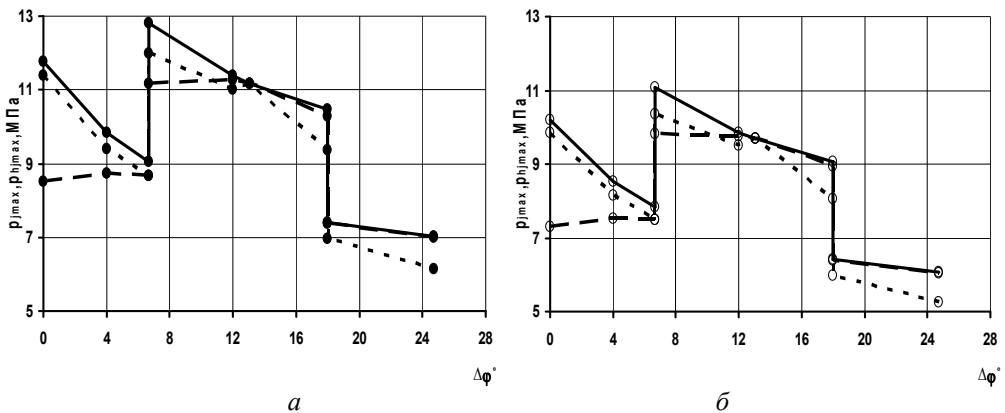


Рис. 3. Зміна контактних тисків у процесі дво – одно – двопарного зачеплення зубів металополімерної передачі: а – вуглекомпонентне колесо, б – склокомпонентне колесо; — $p_{j\max}$, — $p_{jh\max}$ у передачі Ш(К)/К(С), ··· $p_{jh\max}$ у передачі Ш(С)/К(К)

Для передачі з металевими колесами і оберненої металополімерної передачі (Ш(К)/К(С)) характер зміни $p_{j\max}$ є однаковим – спостерігається їх суттєве зниження у лівій області двопарного зачеплення та й у початковій зоні однопарного зачеплення. Натомість у прямій металополімерній передачі зі сталевим шестернею і композитним колесом (Ш(С)/К(К)) має місце відносно незначне зниження $p_{j\max}$.

Поданий метод дослідження зубчастих передач дозволяє на етапі проектування зубчастих передач провести оцінку не лише за критерієм контактної міцності зубів, а що ще більш важливо – за критерієм довговічності передачі, і за необхідності провести її оптимізацію шляхом вибору матеріалів коліс, відповідного виду мастильних матеріалів чи армуючих компонентів полімерних композитів.

Список літератури

1. Дроздов Ю.Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения // Износостойкость. – М.: Наука, 1975. – С. 120–135.
2. Проников А. С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 590 с.
3. Гриб В. В. Решение триботехнических задач численными методами. – М.: Наука, 1982. – 115 с.
4. Brauer J., Andersson S. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach // Wear. – 2003. - № 254. – P. 1216-1232.
5. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears // Wear. – 1997. – № 207 (1-2). – P. 16-23.
6. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears // Tribotest J. – 1999. - № 5 (3). – P. 225-250.
7. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in helical gears // Wear. – 2000. – № 241 (2). – P. 123-128.
8. Flodin A., Andersson S. A simplified model for wear prediction in helical gears // Wear. – 2001. – № 249 (3-4). – P. 285-292.
9. Kahraman A., Bajpai P., Anderson N.E. Influence of tooth profile deviations on helical gear wear // J. Mech. Des. – 2005. – Vol. 127, Issue 4. – P. 656-663.
10. Kolivand M., Kahraman A. An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations // J. Mech. Des. – 2010. – Vol. 132, Issue 7.
11. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile // J. Strain Analysis. – 2007. – Vol.42. – P. 281-292.
12. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – Киев: Наук. думка, 1991. – 160 с.
13. Чернец М., Келбінські Ю. Прогнозування довговічності зубчастих передач // Проблеми трибології. – 2001. – № 4. – С. 151–159.
14. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / Під заг. ред. М.В.Чернеця. – Дрогобич: Вимір. - 2002. – 128 с.
15. Чернец М.В., Келбінські Ю., Ярема Р.Я. Узагальнений метод оцінки зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач // ФХММ. – 2011. – №1. – С. 44 – 49.
16. Чернец М.В., Ярема Р.Я., Чернец Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Ч.1. Довговічність та зношування // ФХММ. – 2012. - № 3. – С. 30-39.
17. Chernets M.V., Chernets Yu.M. Evaluation of the Strength, Wear, and Durability of a Corrected Cylindrical Involute Gearing, with Due Regard for the Tooth Engagement Conditions // Journal of Friction and Wear. – 2016. - №1. – P.71-77.
18. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // Proc. JMachE. Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2017. – Vol. 231, No 1. – P. 57 – 62.
19. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears // Journal of Friction and Wear. – 2018. – Vol. 39, No. 5. – P. 361 – 364.

Стаття надійшла до редакції 21.02.2019.

M. V. CHERNETS, M. V. KINDRACHUK, O. V. TISOV, A. O. KORNIENKO,
A. O. YURCHUK

COMPUTATIONAL ESTIMATION OF SLIDING FRICTION COEFFICIENT EFFECT ON DURABILITY OF STRAIGHT-CUT SPUR GEARINGS

It is proposed to use a method of gear teeth wear and durability calculation and calculation of conditions of their operations based on phenomenological model of calculation of frictional-fatigue wear during sliding friction. Using the developed method of wear and durability calculation gears, a study of the effect of sliding friction coefficient on durability of two types of straight-cut spur gears under identical working conditions was carried out: with steel gears and metal-polymer couple with polyamide wheels reinforced with carbon and dispersed glass fibers. It also takes into account the change of teeth engagement conditions (two - one - double) and the change of tribocontact interaction conditions as a result of wear. It has been established that the gear with steel wheels has approximately the same durability, as a metal-polymer direct transmissions with a steel pinion and a glass-composite gear in the range of $f = 0.17 \dots 0.4$. The durability of metal-polymer gear made of carbon-composite (direct and inverse) is several times greater than the durability of a metal gearing in the range of $f = 0.1$ to 0.4 . The regularities of the influence of sliding friction coefficient on the durability of gearings are presented. The estimation of the maximum contact pressures in the engagement of these transmissions shows that their largest value will be at the inlet of the teeth in one-sided engagement. There is a very significant difference between their value in transmission with metal gears and metal-polymer transmission. In particular, for metal-polymer carbon-composite transmission, they are smaller about 16 times, and for glass-fiber metal-composite transmission is less in about 18 times. Also, the change in the initial maximum contact pressures due to tooth wear and its regularity was determined. The obtained results are presented graphically, and this illustrates obtained regularities.

Key words: involute spur gear; sliding friction coefficient; durability; contact pressure.

References

1. Drozdov Ju.N. K razrabotke metodiki rascheta na iznashivanie i modelirovanie trenija // *Iznosostojkost'*. – M.: Nauka, 1975. – S. 120–135.
2. Pronikov A. S. *Nadezhnost' mashin.* – M.: Mashinostroenie, 1978. – 590 s.
3. Grib V. V. Reshenie tribotekhnicheskikh zadach chislennymi metodami. – M.: Nauka, 1982. – 115 s. Brauer J., Andersson S. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach // *Wear.* – 2003. - № 254. – P. 1216-1232.
4. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears // *Wear.* – 1997. – № 207 (1-2). – P. 16-23.
5. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears // *Tribotest J.* – 1999. - № 5 (3). – P. 225-250.
6. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in helical gears // *Wear.* – 2000. – № 241 (2). – P. 123-128.
7. Flodin A., Andersson S. A simplified model for wear prediction in helical gears // *Wear.* – 2001. – № 249 (3-4). – P. 285-292.
8. Kahraman A., Bajpai P., Anderson N.E. Influence of tooth profile deviations on helical gear wear // *J. Mech. Des.* – 2005. – Vol. 127, Issue 4. – P. 656-663.
9. Kolivand M., Kahraman A. An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations // *J. Mech. Des.* – 2010. – Vol. 132, Issue 7.
10. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile // *J. Strain Analysis.* – 2007. – Vol.42. – P. 281-292.

11. Andrejkiv A.E., Chernec M.V. Ocenka kontaktnogo vzaimodejstvija trushhihsja detalej mashin. – Kiev: Nauk. dumka, 1991. – 160 s.
12. Chernets M., Kelbinski Yu. Prohnozuvannya dovhovichnosti zubchastykh peredach // Problemy trybolohii. – 2001. – № 4. – S. 151–159.
13. Otsinka dovhovichnosti, znoshuvannya ta kontaktnoi mitsnosti zubchastykh peredach / Pid zah. red. M.V.Chernetsia. – Drohobych: Vymir. - 2002. – 128 s.
14. Chernets M.V., Kelbinski Yu., Yarema R.Ia. Uzahalnenyi metod otsinky znoshuvannya tsylindrychnykh evolventnykh zubchastykh peredach // FKHM. – 2011. – №1. – S. 44 – 49.
15. Chernets M.V., Yarema R.Ia., Chernets Yu.M. Metod otsinky vplyvu koryhuvannya i znoshuvannya zubiv evolventnoi tsylindrychnoi peredachi na dovhovichnist ta mitsnist. Ch.1. Dohovichnist ta znoshuvannya // FKHM. – 2012. - № 3. – S. 30-39.
16. Chernets M.V., Chernets Yu.M. Evaluation of the Strength, Wear, and Durability of a Corrected Cylindrical Involute Gearing, with Due Regard for the Tooth Engagement Conditions // Journal of Friction and Wear. – 2016. - №1. – P.71-77.
17. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // Proc. JMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2017. – Vol. 231, No 1. – P. 57 – 62.
18. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears // Journal of Friction and Wear. – 2018. – Vol. 39, No. 5. – P. 361 – 364.

Чернець Мирон Васильович – докт. техн. наук, професор, старший науковий співробітник науково-дослідної частини Національного авіаційного університету, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел/факс: +38 044 406 77 73. E-mail:myron.czerniec@gmail.com.

Кіндрачук Мирослав Васильович — член-корреспондент НАН України, докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел/факс: +38 044 406 77 73, E-mail: nau12@ukr.net.

Тісов Олександр Вікторович — канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри машинознавства, докторант кафедри машинознавства Національного авіаційного університету. tISOV@nau.edu.ua.

Корнієнко Анатолій Олександрович — канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри машинознавства Національного авіаційного університету. nau12@ukr.net.

Юрчук Аліна Олександрівна – канд. техн. наук, доцент кафедри комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій Національного авіаційного університету.