

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗНОШУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ІЗ МАЛИМ ЗБУРЕННЯМ ФОРМИ ЕЛЕМЕНТІВ

Чернець М.В., Лебедева Н.М. (ДДПУ, м.Дрогобич, Україна,
ЛПШ, м. Люблін, Польща)

A new cumulative wear model enabling to take into account influence of technological non-rounding of details on the characteristics of contact and friction interaction is investigated. The numeric solution of the tribokontakt task for a sliding bearing has been achieved.

Достатньо широке застосування у машинобудуванні знаходять підшипники ковзання. Відомо, що при виготовленні їх деталей виникає некруглість різного виду, тобто огранність. Авторами досліджувався вплив некруглість як на характеристики контактної взаємодії [1,3-5 та ін.], так і на зношування та довговічність підшипників [2,3,5]. Однак вони проведені для випадку вала з коловим контуром, що є ідеалізацією. В літературі немає інших досліджень по врахуванні впливу некруглість.

1. Постановка задачі

Вал 2, навантажений радіальним зусиллям N , обертається з кутовою швидкістю ω_2 в овальній втулці (рис.1).

Його елементи мають малу овальність δ_1 і δ_2 . Відповідно їх розміри будуть: втулки - $R_1 = a_1$ - велика піввісь, $R'_1 = b_1$ - мала піввісь; вала - $R'_2 = a_2$ - велика піввісь, $R_2 = b_2$ - мала піввісь. Між елементами наявний радіальний зазор $\varepsilon = R_1 - R_2 \geq 0$. Зносостійкість та пружні властивості матеріалів вала і втулки є різними. Задача полягає у прогнозуванні їх радіального зношування на протязі заданого терміну роботи підшипника.

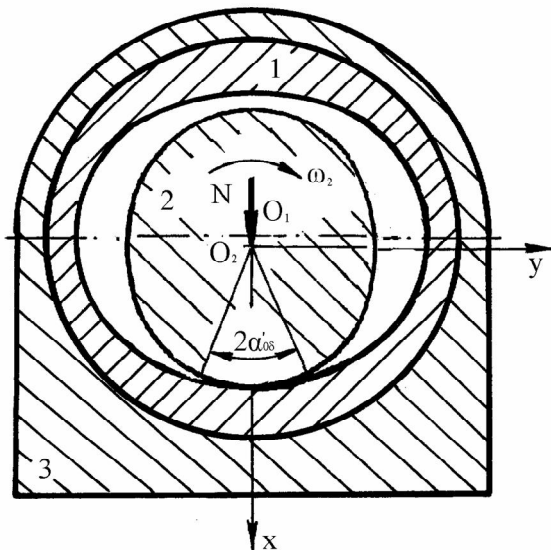


Рис.1. Розрахункова схема

2. Узагальнена модель зношування

Її подано у [1,2]. Для дослідження кінетики трибоконтатної взаємодії використовується система диференціальних трибокінетичних рівнянь

$$\frac{1}{v} \frac{dh_1(\alpha_1, t)}{dt} \Phi_1(\tau) = 1, \quad \frac{1}{v} \frac{dh_2(\alpha_2, t)}{dt} \Phi_2(\tau) = 1, \quad \alpha_1 = 0, \quad 0 \leq \alpha_2 \leq 360n_2, \quad (1)$$

v - швидкість ковзання; α_2 - кут повороту вала; n_2 - число обертів вала; h_1, h_2 - лінійні зношування елементів трибосистеми; t - час зношування; $\Phi(\tau)$ - базовий параметр моделі - характеристична функція зносостійкості матеріалів для прийнятих умов зношування; vt - шлях тертя.

Питома сила тертя τ , що діє на трибоконтаті, знаходиться за формулою Кулона

$$\tau = fp, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; p – контактний тиск.

Функція $\Phi_i(\tau_i)$ зносостійкості матеріалів для дослідних значень τ_i обчислюється за результатами трибоекспериментальних досліджень наступним чином:

$$\Phi_i(\tau_i) = L_i / h_i, \quad (3)$$

де лінійні зношування h_i зразків за масовим зношуванням знаходяться так:

$$h_i = M_i / s\rho, \quad (4)$$

де M_i – масове зношування; s – поле зношування; ρ – питома вага зношуваного матеріалу; $i = 1, 2, 3, \dots$ – порядковий номер дослідження.

Дослідні значення функцій $\Phi_i(\tau_i)$ апроксимуються співвідношенням

$$\Phi_k(\tau) = B_k \frac{\tau_{k0}^{m_k}}{(\tau - \tau_{k0})^{m_k}}, \quad k = 1; 2, \quad (5)$$

де B_k, m_k, τ_{k0} – характеристики зносостійкості матеріалів у трибопарі.

3. Загальний розв’язок трибоконтактної задачі

Для обчислення початкових контактних тисків $p(\alpha, \delta)$, що виникають між елементами підшипника з малою овальністю, використовується рівняння [1]

$$k_1 \int_{-\alpha_{0\delta}}^{\alpha_{0\delta}} \operatorname{ctg} \frac{\alpha - \theta}{2} p'(\theta, \delta) d\theta = k_2 p(\alpha, \delta) + k_3 \int_{-\alpha_{0\delta}}^{\alpha_{0\delta}} p(\alpha, \delta) d\alpha + k_4 \cos \alpha \int_{-\alpha_{0\delta}}^{\alpha_{0\delta}} p(\alpha, \delta) \cos \alpha d\alpha + \frac{\varepsilon}{R^2} \left[1 - \frac{\delta_1}{2\varepsilon} D_1(\alpha) - \frac{\delta_2}{2\varepsilon} D_2(\alpha) \right], \quad (6)$$

де $2\alpha_{0\delta}$ – початковий кут контакту; α – полярний кут; $0 \leq \alpha \leq \theta$, $0 \leq \theta \leq \alpha_{0\delta}$; $p' = dp/d\theta$; $R_1 \approx R_2 = R$; $\delta_1 = a_1 - b_1$, $\delta_2 = a_2 - b_2$; $\kappa = 3 - 4\nu$;

$$k_1 = \frac{1}{8\pi R} \left(\frac{1 + \kappa_1}{G_1} + \frac{1 + \kappa_2}{G_2} \right); k_2 = \frac{1}{4R} \left(\frac{1 - \kappa_1}{G_1} - \frac{1 - \kappa_2}{G_2} \right); k_3 = \frac{1 + \kappa_1}{8\pi G_1 R}; k_4 = \frac{1}{2\pi R} \left(\frac{\kappa_1}{G_1} + \frac{1}{G_2} \right);$$

G_1, G_2 – модулі зсуву матеріалів; ν_1, ν_2 – їх коефіцієнти Пуасона; для цієї трибосистеми $D_1(\alpha) = D_2(\alpha) = 1 - 3\cos 2\alpha$ – характеристики обмеження контурів втулки і вала [3, 4].

Розв’язок рівняння (6) для визначення $p(\alpha, \delta)$ проводиться наближено методом колокації, а функція контактного тиску вибирається у вигляді [1]

$$p(\alpha, \delta) \approx E_\delta \varepsilon_\delta \sqrt{tg^2 \frac{\alpha_{0\delta}}{2} - tg^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad \alpha = 0, 5\alpha_{0\delta}, \quad (7)$$

$$\text{де } E_\delta = \frac{e_4}{R_2} \cos^{-2}(\alpha_{0\delta} / 4), \quad (8)$$

$$\varepsilon_{\delta} = \varepsilon \left[1 - \frac{\delta_1}{2\varepsilon} D_1(\alpha_1) - \frac{\delta_2}{2\varepsilon} D_2(\alpha_2) \right] = \varepsilon \Sigma_{\delta}, \quad (9)$$

$e_4 = 4E_1E_2 / Z$, $Z = (1 + \kappa_1)(1 + \nu_1)E_2 + (1 + \kappa_2)(1 + \nu_2)E_1$; E_1, E_2 – модулі Юнга матеріалів.

Невідомий півкут контакту $\alpha_{0\delta}$ визначається за умовою

$$N = 4\pi R_2 E_{\delta} \varepsilon_{\delta} \sin^2(\alpha_{0\delta} / 4). \quad (10)$$

Біжучі тиски при зношуванні визначаються наступним чином:

$$p(\alpha, \delta, h) = p(\alpha, \delta) + p(\alpha, h), \quad (11)$$

де $p(\alpha, h)$ – зміна тиску внаслідок зношування.

У [3] функція $p(\alpha, h)$ вибрана у вигляді

$$p(\alpha, h) = E_h \varepsilon_h \sqrt{\operatorname{tg}^2 \frac{\alpha_{0\delta h}}{2} - \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad (12)$$

$$\text{де } E_h = \frac{e_4}{R_2 \cos^2(\alpha_{0\delta h} / 4)}.$$

Змінний в результаті зношування півкут контакту $\alpha_{0\delta h}$ визначається з умови

$$N = 4\pi R_2 (E_{\delta} \varepsilon_{\delta} + E_h \varepsilon_h) \sin^2(\alpha_{0\delta h} / 4), \quad (13)$$

де $\varepsilon_h = h_k (\pm K_t^{(k)} \pm h'_k)$; $h'_1 = h_2 / h_1$, $h'_2 = h_1 / h_2$ – відносні зношування; K_t – коефіцієнт взаємного перекриття;

$$h'_1 = \frac{\Phi_1(\tau)}{\Phi_2(\tau)} = \frac{B_1 \tau_{10}^{m_1} (\tau(0) - \tau_{20})^{m_2}}{B_2 \tau_{20}^{m_2} (\tau(0) - \tau_{10})^{m_1}} K_t^{(2)}, \quad h'_2 = \frac{\Phi_2(\tau)}{\Phi_1(\tau)} = \frac{B_2 \tau_{20}^{m_2} (\tau(0) - \tau_{10})^{m_1}}{B_1 \tau_{10}^{m_1} (\tau(0) - \tau_{20})^{m_2}} K_t^{(1)};$$

$$\tau(0) = fp(0, \delta); \quad p(0, \delta) = E_{\delta} \varepsilon_{\delta} \operatorname{tg}(\alpha_{0\delta} / 2).$$

У результаті інтегрування системи трибокінетичних рівнянь (1) з врахуванням залежностей (2), (5), (7), (11), (12) отримано рівняння довговічності підшипника для випадку вала колового перерізу

$$t = - \frac{B_k \tau_{ko}^{m_k}}{\nu S_h \Sigma_k (1 - m_k) K_t^{(k)}} \left\{ [\tau(0) - \tau_{k0}]^{1-m_k} - [(\tau(0) - \tau_{k0}) + h_k \Sigma_k S_h]^{1-m_k} \right\}, \quad (14)$$

$$\text{де } S_h = f E_h \operatorname{tg}(\alpha_{0\delta h} / 2); \quad \Sigma_1 = (-K_t^{(1)} + h'_1), \quad \Sigma_2 = (K_t^{(2)} - h'_2); \quad K_t^{(1)} = 1, \quad K_t^{(2)} = \alpha_{0\delta} / \pi.$$

Звідси

$$h_k = \left| \frac{1}{S_h \Sigma_k} \left[{}^{1-m_k} \sqrt{\frac{L_k H_k^{1-m_k} - t_*}{L_k}} - H_k \right] \right|, \quad (15)$$

де $L_k = B_k \tau_{ko}^{m_k} / \nu S_h (1 - m_k) \Sigma_k K_t^{(k)}$, $H_k = \tau(0) - \tau_{ko}$.

Отримати розв'язок із загальної моделі (де $\tau(0) = \text{const}$) для вала з овальністю неможливо у зв'язку з тим, що $\tau = \tau(\alpha_2)$. Для розв'язку трибоконтактної задачі такого типу нижче подається кумуляційна модель.

4. Кумуляційна модель зношування

При наявності овальності вала його радіальне зношування h_2 буде досягати різної величини по контуру, тобто залежатиме від кута обертання α_2 , а біжучі контактні тиски та кути контакту будуть функціями положення вала. При його обертанні зношування будуть кумулюватися на протязі періоду роботи в n_2 обертів по кожному з прийнятих інтервалів обертання. Результуюче зношування втулки визначається як сума одиничних зношувань, що виникають під час кожної поінтервальної взаємодії з нею вала.

Зношування $\bar{h}_{k\alpha_2}$ елементів протягом кожного з прийнятих j інтервалів обчислюються на кутових переміщеннях $\Delta\alpha_2$ вала. Величини $\bar{h}_{1\alpha_2}$ та $\bar{h}_{2\alpha_2}$ встановлюються за формулою (15) для часу $t_*'' = \Delta\alpha_2 / 6n_2$

$$\bar{h}_{k\alpha_2} = \left| \frac{1}{S_h \Sigma_k} \left[{}^{1-m_k} \sqrt{\frac{L_k H_{k\alpha_2}^{1-m_k} - t_*''}{L_k}} - H_{k\alpha_2} \right] \right|, \quad K_t^{(k)} = 1, \quad (16)$$

де $H_{k\alpha_2} = \tau_0(\alpha_2) - \tau_{ko}$ - у першому оберті вала, $H_{k\alpha_2} = \tau_0(\alpha_2, n_2) - \tau_{ko}$ - в наступних n_2 обертах; $\tau_0(\alpha_2) = fp(\alpha_2, \delta)$; $\tau_0(\alpha_2, n_2) = fp(\alpha_2, n_2, \delta, h)$.

Слід враховувати залежність $\alpha_{0\delta h}$ та $\alpha_{0\delta}$ від α_2 , тобто $\alpha_{0\delta}(\alpha_2) = \alpha'_{0\delta}$, $\alpha_{0\delta h}(\alpha_2) = \alpha'_{0\delta h}$. При визначенні $\alpha'_{0\delta h}$ за рівнянням (13) слід параметр ε_h обчислювати так:

$$\varepsilon_h = \sum_I^j \bar{h}_{1\alpha_2} \Sigma_1. \quad (17)$$

В той же час при визначенні $p_0(\alpha_2, h)$ необхідно приймати $\varepsilon_h \equiv \varepsilon'_h = \bar{h}_{1\alpha_2} \Sigma_1$.

Максимальні трибоконтактні тиски в 1-ому оберті вала на кожному j -му інтервалі при його зношуванні обчислюються наступним чином:

$$p_0(\alpha_2, \delta, \bar{h}_j) = p_0(\alpha_2 - \Delta\alpha_2, \delta) + \sum_I^j p_0(\alpha_2 - \Delta\alpha_2, \bar{h}_{j-1}), \quad (18)$$

де $p_0(\alpha_2 - \Delta\alpha_2, \delta)$ та $p_0(\alpha_2 - \Delta\alpha_2, \bar{h}_j)$ обчислюються для кожного j інтервалу за (7), (12).

Результуюче зношування елементів підшипника протягом одного оберту буде

$$h_{1\alpha_2}^{(1)} = \sum_I^j \bar{h}_{1\alpha_2}^{(1)}, \quad (19)$$

$$h_{2\alpha_2}^{(1)} = \bar{h}_{2\alpha_2}^{(1)} . \quad (20)$$

Для наступних n_2 обертів вала трибоконтактні тиски встановлюються так:

$$p_0(\alpha_2, n_2, \delta, \bar{h}_j) = p_0(2\pi n_2 + \alpha_2, \delta, \bar{h}_j) = p_0[2\pi n_2 + (\alpha_2 - \Delta\alpha_2), \delta, \bar{h}_j] + \sum_1^{jn_2} p_0[2\pi n_2 + (\alpha_2 - \Delta\alpha_2), \bar{h}_{j-1}] . \quad (21)$$

Лінійні зношування елементів після n_2 обертів вала будуть

$$h_{1\alpha_2}^{(n_2)} = \sum_1^{jn_2} \bar{h}_{1\alpha_2}^{(n_2)} , \quad (22)$$

$$h_{2\alpha_2}^{(n_2)} = \sum_1^{n_2} \bar{h}_{2\alpha_2}^{(n_2)} . \quad (23)$$

Час роботи T підшипника обчислюється за формулою

$$T = jt_*^{n_2} n_2 \text{ (сек)} . \quad (24)$$

Розглянута кумуляційна модель зношування дозволяє врахувати вплив початкової технологічної некруглості вала та втулки на величини лінійних зношень та довговічність підшипника.

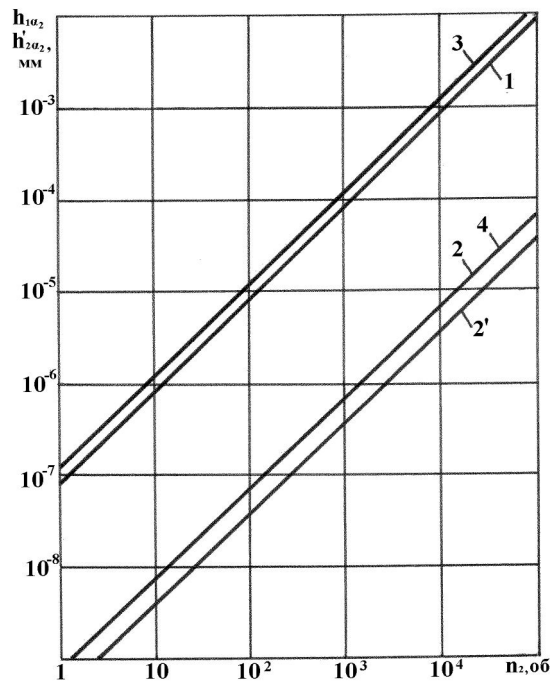


Рис.2. Залежність зношування елементів підшипника від кількості обертів вала: 1- втулка, 2 - вал ($\alpha_2 = 0; 360^\circ$), 2' - вал ($\alpha_2 = 90^\circ; 270^\circ$)

Чисельний розв’язок задачі проведено для таких вихідних даних: $N = 0,1$ МН; $R = 0,1$ м; $v = 0,1256$ м/с; $f = 0,05$; $\Delta\alpha_2 = 15^\circ$; $\varepsilon = 0,2$ мм; $\delta_1 = 0,1$ мм, $\delta_2 = 0,1$ мм; $\delta_1 = 0,2$ мм, $\delta_1 = 0$; $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$, $n_2 = 10^2, 10^3, 10^4, 10^5$ об; $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = 0,34$ (бронза); $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_2 = 0,3$ (гартована сталь); $B_1 = 1,9 \cdot 10^9$, $m_1 = 0,76$, $\tau_{10} = 0,1$ МПа; $B_2 = 4,9 \cdot 10^9$, $m_2 = 0,65$, $\tau_{20} = \tau_{10}$.

Результати обчислень подано на рис.2. Для вала визначено зношування, віднесені до області контакту при $\alpha_2 = 0$, тобто $2\alpha_{0\delta}(0)$, за формулою

$$h'_{2\alpha_2} = h_{2\alpha_2} \frac{2\alpha_{0\delta}(0)}{\Delta\alpha_2}. \quad (25)$$

Слід зазначити, що абсолютні зношування вала $h_{2\alpha_2}$ залежать прямо пропорційно від величини $\Delta\alpha_2$ і тому введено для оцінки їх відносне значення. Також на цьому ж рисунку подано зношування елементів підшипника для випадку $\delta_2 = 0$ (вал колового перерізу), де позначено 3- зношування втулки, 4 – вала.

5. Висновки

1. Запропонована кумуляційна модель зношування дозволяє отримати розв’язок трибоконтактної задачі для підшипника ковзання з малою овальністю елементів, що зrealізовано вперше.

2. Отриманий числовий розв’язок задачі вказує на лінійну зміну зношування обох елементів в процесі роботи підшипника.

3. Вал зношується в різних точках по-різному у зв’язку з овальністю, яка призводить до різної величини контактних тисків при його обертанні.

4. Для вала колового перерізу зношування втулки буде в 1.3 рази більшим, а вала - в 1.9 рази.

Список літератури: 1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К. : Наук. думка, 1991.– 160 с. 2. Чернец М.В. К вопросу об оценке долговечности цилиндрических трибосистем скольжения с границами, близкими к круговым // Трение и износ. – 1996.- № 3. - С. 340-344. 3. Чернец М.В. Методология оцінки характеристик контакту та прогнозування довговічності циліндричних трибосистем ковзання з малою некруглістю елементів // Проблеми трибології. – 2000. -№1. - С.14-22. 4. Чернец М.В. Узагальнений метод дослідження контактної взаємодії циліндричних спряжень, контури елементів яких мають малу некруглість // Проблеми трибології. -2000. -№ 2. - С.97-113. 5. Чернец М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. Т.1. – Дрогобич : Коло, 2001. – 492 с.

Сдано в редакцию 26.05.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Михайлов А.Н.