

УДК 539.3: 621.822

ТЕРМОУПРУГАЯ КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ СУХОГО ТРЕНИЯ С ТОНКИМ ДВУХСЛОЙНЫМ ВКЛАДЫШЕМ¹

Иваночкин П. Г.²

THERMOELASTIC CONTACT PROBLEM FOR A CYLINDRICAL SLIDING BEARING OF DRY FRICTION WITH A THIN TWO-LAYERED BRASS

Ivanochkin P. G.

The approximate solution of the thermoelastic contact problem for a cylindrical sliding bearing with a deformable two-layer bush is obtained. It is assumed that the bearing is heated up as a result of heat generation in the contact region due to the forces of Coulomb friction, though forces of friction themselves are not taken into account when determining contact pressure. The action of thermal isolation on the strained-deformed state of the two-layer bearing brass was investigated.

Введение

С целью повышения ресурса работы, надежности и долговечности шарнирных соединений активно используются тонкостенные втулки двухслойной структуры. Внутренний слой втулки обеспечивает антифрикционные свойства и изготовлен из самосмазывающегося полимерного композита, а внешний слой обеспечивает несущую способность и получен на основе стеклоткани. Подшипники такой конструкции успешно работают без смазки при высоких нагрузках и низких скоростях скольжения. Они обладают высокими демпфирующими свойствами при ударных и вибрационных нагрузках [1]. Однако при разработке подобных конструкций не решены вопросы выбора оптимальных геометрических и физико-механических характеристик втулок.

Используя метод, предложенный в работе [2], построено вырожденное решение контактной задачи для цилиндрического подшипника скольжения сухого трения с тонкой двухслойной втулкой при учете тепловыделения от трения. Это дало возможность представить окончательные результаты в виде простых формул, пригодных для инженерного использования.

1. Физико-механическая постановка задачи

В рамках плоской термоупругой деформации рассмотрим подшипниковый узел (рис. 1), включающий следующие детали:

1) двухслойная втулка с внутренним радиусом r_1 и внешним r_3 ; граница слоев задается радиусом r_2

$$(h_1 = r_2 - r_1, \quad h_2 = r_3 - r_2),$$

2) вал радиуса r_0 ($r_0 = r_1 - \Delta$),

3) опорная обойма с внутренним радиусом r_3 .

Вал вдавливается на величину δ в поверхность втулки без перекоса погонной силой P и вращается с угловой скоростью ω , постоянной во времени. Угол контакта между валом и втулкой после деформации — $2\theta_0$.

Введем в рассмотрение цилиндрическую систему координат (r, z, θ) с осью z , параллельной оси подшипника и проходящей через точку O .

При вращении вала в области контакта выделяется тепло, поток которого равен

$$Q = r_1 \omega f q(\theta), \quad (1.1)$$

где f — коэффициент трения между поверхностью вала и втулки, $q(\theta)$ — контактное давление. Температурный режим подшипника стационарен во времени.

¹Работа выполнена при поддержке РФФИ (05-01-00306, 06-08-01257, 08-08-00873).

²Иваночкин Павел Григорьевич, кандидат физ.-мат. наук, профессор кафедры теоретической механики Ростовского государственного университета путей сообщения; e-mail: prkom_ivan@rgups.ru

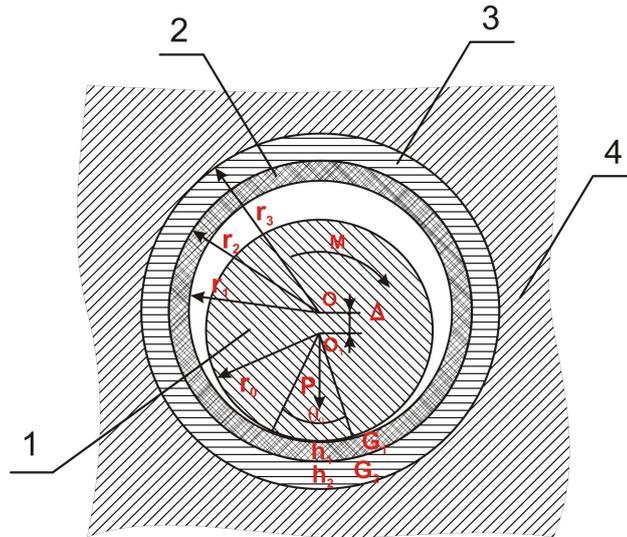


Рис. 1. Модель подшипника сухого трения с двухслойной втулкой: 1 — вал ; 2 — антифрикционный слой ; 3 — подложка ; 4 — обойма

При дальнейшем решении задачи введем следующие упрощающие предположения:

– при определении контактного давления будем считать, что

1) механические характеристики вала и обоймы значительно превосходят механические характеристики слоев втулки, так что вал и обойму можно считать абсолютно жесткими;

2) полуудлина дуги контакта $a = r_1\theta_0$ много больше толщины h_1 и h_2 , так что втулку можно считать относительно тонкой $h = h_1 + h_2 \ll a$;

3) между слоями втулки, а также между поверхностями втулки и обоймы имеет место полное сцепление;

4) силами трения в области контакта можно пренебречь;

5) вне области контакта внутренняя поверхность втулки свободна от усилий;

6) при определении напряженно-деформированного состояния втулки можно использовать формулы линейной теории упругости;

– при определении поля температур будем считать, что:

1) можно ввести в рассмотрение постоянный коэффициент χ разделения общего теплового потока между валом и втулкой от распределенного по области контакта теплового источника (1.1); тогда на поверхности вала

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\chi \omega r_1 f q^*}{\lambda_B}, \quad q^* = \frac{1}{2\theta_0} \int_{-\theta_0}^{\theta_0} q(\theta) d\theta, \quad (1.2)$$

а на поверхности втулки в области контакта

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{(1 - \chi) \omega_1 r_1 f q(\theta)}{\lambda_1}. \quad (1.3)$$

В формулах (1.2) и (1.3) T — температура, λ_B и λ_1 — соответственно коэффициенты теплопроводности вала и первого слоя втулки.

2) Средняя температура вала в области контакта имеет вид

$$T^* = \frac{\chi \omega r_1^2 f q^*}{\lambda_B} \beta_1, \quad (1.4)$$

где безразмерная постоянная β_1 может быть подсчитана по формулам работы [3] или работы [4].

3) на поверхности, разделяющей слои втулки, будем требовать выполнение условий идеального теплового контакта

$$T_1 = T_2, \quad \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r}, \quad (1.5)$$

λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности первого и второго слоев втулки.

4) на внутренней поверхности втулки вне области контакта и на ее внешней поверхности будем считать заданными условиями теплообмена с окружающей средой

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} + \alpha_1 (T_1 - T_*) = 0, \quad (1.6)$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} + \alpha_2 (T_2 - T_0) = 0, \quad (1.7)$$

α_1 — коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности втулки в зазор с температурой T_* , α_2 — коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности втулки. Температура $T_0 = \Phi(\theta)$

на внутренней поверхности обоймы считается известной функцией угла θ .

Требуется определить: закон распределения контактного давления $q(\theta)$ по координате θ , величину угла контакта $2\theta_0$, связь между силой P , действующей на вал и степенью его внедрения δ в поверхность втулки, коэффициент разделения теплового потока χ .

2. Построение вырожденного решения задачи

При сделанных предположениях рассматриваемая задача сводится к совместному решению уравнений Ламе с температурными членами и уравнений теплопроводности для двухслойной втулки. Граничные условия имеют следующий вид:

$$\tau_{r\theta}^1 = G_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_1}{\partial \theta} + \frac{\partial v_1}{\partial r} - \frac{v_1}{r} \right) = 0$$

$$(r = r_1, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$u_i = \delta(\theta) \quad (r = r_1, \quad |\theta| \leq \theta_0),$$

$$\sigma_r^1 = \frac{2G_1}{1-2\nu_1} \left[(1-\nu_1) \frac{\partial u_1}{\partial r} + \nu_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{u_1}{r} \right) - (1+\nu_i) \alpha_{T1} T \right] = 0$$

$$(r = r_1, \quad \theta_0 < \theta \leq \pi),$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial r} = -\mu q(\theta) \quad (r = r_1, \quad |\theta| \leq \theta_0),$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} + \alpha_1 (T_1 - T_*) = 0$$

$$(r = r_1, \quad \theta_0 < \theta \leq \pi),$$

$$u_1 = u_2 \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$v_1 = v_2 \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$\tau_{r\theta}^1 = \tau_{r\theta}^2 \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$\sigma_r^1 = \sigma_r^2 \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$T_1 = T_2 \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \quad (r = r_2, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$u_2 = 0 \quad (r = r_3, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$v_2 = 0 \quad (r = r_3, \quad |\theta| \leq \pi),$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} + \alpha_2 (T_2 - T_0) = 0 \quad (r = r_3, \quad |\theta| \leq \pi).$$

Здесь G_i ($i = 1, 2$) — модули сдвига материалов втулки; ν_i и α_{Ti} ($i = 1, 2$) — соответственно коэффициенты Пуассона и коэффициенты линейного теплового расширения материалов слоев втулки; u_i, v_i ($i = 1, 2$) — радиальные и угловые перемещения слоев втулки; $\tau_{r\theta}^i$ и σ_r^i соответственно касательное и нормальное напряжение в слоях втулки.

Коэффициент μ в соответствии с формулой (1.3) дается выражением

$$\mu = (1 - \chi) \omega r_1 f \lambda_1^{-1}. \quad (2.1)$$

В работе [5] показано, что выражение $\delta(\theta)$ осадки точек поверхности втулки имеет вид

$$\delta(\theta) = (\Delta + \delta) \cos \theta - \Delta. \quad (2.2)$$

Используя метод, предложенный в работе [2], построим вырожденное (в асимптотическом смысле) решение сформулированной задачи. Введем в рассмотрение безразмерные геометрические параметры

$$\varepsilon_i = \frac{h_i}{r_1}, \quad \eta_i = \frac{h_i}{a}, \quad (2.3)$$

$$(i = 1, 2), \quad a = r_1 \theta_0.$$

Здесь индекс 1 соответствует внутреннему слою втулки, индекс 2 — ее внешнему слою. Учитывая, что втулка является относительно тонкой, положим в уравнениях и граничных условиях свободно стоящие r (не под дифференциалами) равными r_1 . Далее введем новые переменные x, y_i ($i = 1, 2$) формулами

$$r_1 \theta = ax, \quad r_1 d\theta = adx,$$

$$r = -(r_2 - r_1) y_1 + r_2, \quad dr = -h_1 dy_1 \quad (2.4)$$

$$(r_1 < r < r_2, \quad 0 \leq y_1 \leq 1)$$

$$r = (r_3 - r_2) y_2 + r_3, \quad dr = -h_2 dy_2$$

$$(r_2 < r < r_3, \quad 0 \leq y_2 \leq 1)$$

и перейдем в уравнениях и граничных условиях, где уже свободно стоящие r заменены на r_1 , к этим переменным. В результате простых преобразований могут быть получены дифференциальные уравнения (все величины, определенные во внутреннем слое втулки, являются функциями x и y_1 , а величины, относящиеся к внешнему слою втулки, являются функциями x и y_2) и соответствующие им граничные условия. Наконец, устремляя параметры η_i и ε_i к нулю получим упрощенные дифференциальные уравнения

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial y_i^2} + \gamma_i \frac{\partial T_i}{\partial y_i} = 0, \quad \gamma_i = \frac{(1 + \nu_i) \alpha_{Ti} h_i}{(1 - \nu_i)},$$

$$\frac{\partial^2 v_i}{\partial y_i^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 T_i}{\partial y_i^2} = 0, \quad (i = 1, 2)$$

с двумя сериями граничных условий:
для интервала $|x| \leq 1$

$$\begin{aligned} \tau_{r\theta}^1 &= \frac{G_1}{h_1} \frac{\partial v_1}{\partial y_1} = 0, \quad y_1 = 1, \\ u_1 &= \bar{\delta}(x), \quad y_1 = 1, \\ u_1|_{y_1=0} &= u_2|_{y_2=1}, \\ v_1|_{y_1=0} &= v_2|_{y_2=1}, \\ -\frac{G_1}{h_1} \frac{\partial v_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} &= -\frac{G_2}{h_2} \frac{\partial v_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=0}, \\ -\frac{2G_1}{1-2\nu_1} \left[-(1-\nu_1) \frac{\partial u_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} + \right. & \\ \left. + (1+\nu_1) \alpha_{T1} h_1 T_1|_{y_1=0} \right] &= \\ = -\frac{2G_2}{1-2\nu_2} \left[(1-\nu_2) \frac{\partial u_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=1} + \right. & \\ \left. + (1+\nu_2) \alpha_{T2} h_2 T_2|_{y_2=1} \right], & \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} T_1|_{y_1=0} &= T_2|_{y_2=1}, \\ h_2 \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} &= h_1 \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=1}, \\ u_2 &= 0, \quad y_2 = 0, \\ v_2 &= 0, \quad y_2 = 0, \end{aligned}$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y_2} - h_2 \alpha_2 (T_2 - T_0) = 0, \quad y_2 = 0.$$

Для интервала $1 < |x| \leq \pi\theta_0^{-1}$,

$$\begin{aligned} -\frac{G_1}{h_1} \frac{\partial v_1}{\partial y_1} &= 0, \quad y_1 = 1, \\ -\frac{2G_1(1-\nu_1)}{(1-\nu_i)h_1} \left(\frac{\partial u_1}{\partial y_1} + \gamma_1 T_1 \right) &= 0, \quad y_1 = 1, \\ -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y_1} + h_1 \alpha_1 (T_1 - T_*) &= 0, \quad y_1 = 1, \\ u_1|_{y_1=0} &= u_2|_{y_2=1}, \\ v_1|_{y_1=0} &= v_2|_{y_2=1}, \\ -\frac{G_1}{h_1} \frac{\partial v_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} &= -\frac{G_2}{h_2} \frac{\partial v_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=0}, \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} -\frac{2G_1}{1-2\nu_1} \left[-(1-\nu_1) \frac{\partial u_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} + \right. & \\ \left. + (1+\nu_1) \alpha_{T1} h_1 T_1|_{y_1=0} \right] &= \\ = -\frac{2G_2}{1-2\nu_2} \left[(1-\nu_2) \frac{\partial u_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=1} + \right. & \\ \left. + (1+\nu_2) \alpha_{T2} h_2 T_2|_{y_2=1} \right], & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_1|_{y_1=0} &= T_2|_{y_2=1}, \\ h_2 \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} &= h_2 \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y_2} \Big|_{y_2=1}, \\ u_2 &= 0, \quad y_2 = 0, \\ v_2 &= 0, \quad y_2 = 0, \end{aligned}$$

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y_2} - h_2 \alpha_2 (T_2 - T_0) = 0, \quad y_2 = 0.$$

При этом следует иметь в виду, что

$$\begin{aligned} \sigma_r^1 &= -\frac{2G_1(1-\nu_1)}{(1-\nu_i)h_1} \left(\frac{\partial u_1}{\partial y_1} + \gamma_1 T_1 \right) = \\ &= -\bar{q}(x), \quad (2.7) \\ (y &= 1, \quad |x| \leq 1), \end{aligned}$$

$$\bar{\delta}(x) = \delta(\theta), \quad \bar{q}(x) = q(\theta).$$

Таким образом, вырожденное решение полученной задачи может быть представлено в виде

$$\begin{aligned} T_1 &= c_1 y_1 + c_2, \quad T_2 = a_1 y_2 + a_2, \\ v_1 &= v_2 = 0, \\ u_1 &= -\gamma_1 \frac{c_1}{2} y_1^2 + c_5 y_1 + c_6, \\ u_2 &= -\gamma_2 \frac{a_1}{2} y_2^2 + a_5 y_2. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Входящие в (2.8) коэффициенты a_i, c_i получены с помощью математического пакета Maple.

Температура антифрикционного слоя вкладыша с учетом полученных выражений может быть записана в виде

$$\begin{aligned} T_1(\theta, r) &= \mu q(\theta)(r_2 - r) + \\ &+ \mu \lambda_1 (\alpha_2 h_2 \lambda_2) (\alpha_2 \lambda_2)^{-1} q(\theta) + \Phi(\theta) (|\theta| \leq \theta_0), \end{aligned}$$

где $\Phi(\theta)$ — распределение температуры на внешней поверхности вкладыша.

Связь между перемещением точек внутренней поверхности антифрикционного слоя вкладыша и контактным давлением при этом будет выражаться формулой

$$u_1(\theta) = \Psi q(\theta) - \Phi(\theta)(\gamma_1 + \gamma_2) \quad (2.9)$$

$$(|\theta| \leq \theta_0),$$

$$\Psi = [\lambda_1 \alpha_2^{-1} (\gamma_2 + \gamma_1) + \alpha_2 \lambda_2^{-1} (\gamma_1 h_1 \lambda_2 - \gamma_2 h_2 \lambda_1)] \mu - (s_1 + s_2)(s_1 s_2)^{-1},$$

где

$$\gamma_i = \frac{(1 + \nu_i) \alpha_{Ti} h_i}{1 - \nu_i}, \quad s_i = \frac{2G_i(1 - \nu_i)}{(1 - 2\nu_i) h_i} \quad (i = 1, 2).$$

Таким образом, в случае малой толщины вкладыша, он работает по типу основания Фусса-Винклера. Учет эффекта термоупругости приводит к появлению члена связанного с температурой внешнего слоя вкладыша $\Phi(\theta)$. Во второй формуле (2.9) можно пренебречь членом $\alpha_2 \lambda_2^{-1} (\gamma_1 h_1 \lambda_2 - \gamma_2 h_2 \lambda_1)$, так как он имеет порядок h^2 . Окончательно выражение, связывающее перемещения на внутренней поверхности вкладыша с контактным давлением, может быть записано в виде

$$u_1(\theta) = \left[\left(\frac{\lambda_2 \gamma_1}{\alpha_2} - \frac{1}{s_1} \right) + \left(\frac{\lambda_2 \gamma_2}{\alpha_2} - \frac{1}{s_2} \right) \right] q(\theta) - (\gamma_1 + \gamma_2) \Phi(\theta).$$

3. Термомеханический расчет подшипника

Примем для функции $\Phi(\theta)$, определяющей температуру на внешней поверхности вкладыша (на внутренней поверхности обоймы), выражение

$$\Phi(\theta) = (D_0 + D_1 \cos \theta)(\gamma_1 + \gamma_2)^{-1}, \quad (3.1)$$

где D_0 и D_1 — некоторые постоянные, аппроксимирующие экспериментальные данные. Подставив в формулу (2.7) для $\bar{q}(x)$ выражения (2.2) и (3.1) функций $\delta(\theta)$ и $\Phi(\theta)$, представим давление в зоне контакта в форме [6]

$$q(\theta) = M_0 + M_1 \cos \theta,$$

$$M_0 = (D_0 - \Delta) D^{-1},$$

$$M_1 = (D_1 + \Delta + \delta) D^{-1}, \quad (3.2)$$

$$D = \lambda_1 \alpha_2^{-1} (\gamma_1 + \gamma_2) \mu - (s_1 + s_2)(s_1 s_2)^{-1}.$$

Отметим, что важным является соблюдение условия $D > 0$, которое является условием термосиловой устойчивости.

Связь между перемещением вала δ и углом контакта $2\theta_0$ определим из условия обращения контактных давлений в нуль при $\theta = \pm\theta_0$.

$$\delta = \frac{\Delta(1 - \cos \theta_0) - (D_0 + D_1 \cos \theta_0)}{\cos \theta_0}. \quad (3.3)$$

Из формулы (3.2) следует

$$M_0 + M_1 \cos \theta_0 = 0. \quad (3.4)$$

Связь между вдавливающей силой P и углом контакта $2\theta_0$ определим из условия равновесия вала. На основании формулы (3.2) имеем

$$P = r_1 \int_{-\theta_0}^{\theta_0} q(\theta) \cos \theta d\theta = r_1 \left[2M_0 \sin \theta_0 + M_1 \left(\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_0 \right) \right]. \quad (3.5)$$

С помощью формул (3.4) и (3.5) приведем выражение (3.2) для контактного давления $q(\theta)$ к виду

$$q(\theta) = \frac{2P(\cos \theta_0 - \cos \theta)}{r_1(\sin 2\theta_0 - 2\theta_0)}. \quad (3.6)$$

Для средней по θ температуры на поверхности области контакта ($r = r_1$, $|\theta| \leq \theta_0$) на основании формулы для $T_1(r, \theta)$ получим

$$T_1^* = (2\theta_0)^{-1} \int_{-\theta_0}^{\theta_0} T_1(\theta) d\theta = \mu r_1 q_*,$$

$$q_* = r_1^{-1} [(h_1 + \lambda_1 \lambda_2^{-1} h_2 + \lambda_1 \alpha_2^{-1}) q^* + ((\gamma_1 + \gamma_2) \mu)^{-1} (D_0 + \theta_0^{-1} \sin \theta_0 D_1)]. \quad (3.7)$$

$$q^* = 2Pr_1^{-1} (\sin 2\theta_0 - 2\theta_0)^{-1} \times (\cos \theta_0 - \theta_0^{-1} \sin \theta_0),$$

где q^* — среднее по θ контактное давление, определяемое с помощью второй формулы (1.2) и формулы (3.6).

Считая теперь, что тепловой контакт между валом и втулкой идеальный, и приравнявая среднюю температуру вала (1.4) и среднюю температуру втулки (3.7) в области контакта,

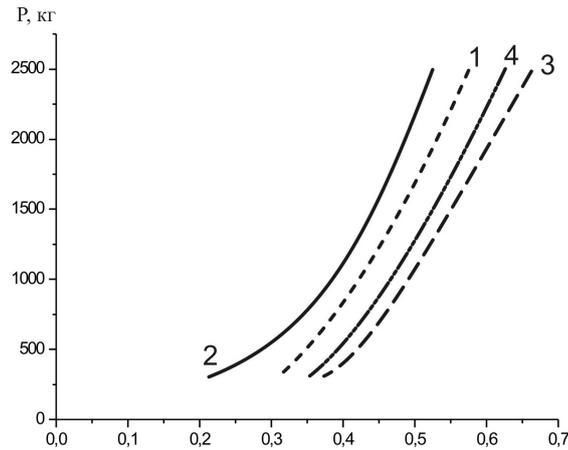


Рис. 2. Зависимость угла контакта вала с подшипником от величины действующей нагрузки

получим выражение для коэффициента разделения теплового потока

$$\chi = 1 - \beta r_0 \lambda_B^{-1} \Lambda^{-1} + (D_0 + D_1 \theta_0^{-1} \sin \theta_0) \Omega^{-1} \Lambda^{-1} \quad (3.8)$$

$$\Lambda = \left(\beta \frac{r_0}{\lambda_B} + \frac{h_1}{\lambda_1} + \frac{h_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right),$$

$$\Omega = (\gamma_1 + \gamma_2) \omega r_0 f q^*.$$

Момент сил кулоновского трения $\tau(\theta) = f q(\theta)$, действующих в области контакта, определим по формуле

$$M = f r_1^2 \int_{-\theta_0}^{\theta_0} q(\theta) d\theta = 2 f r_1^2 \theta_0 \cdot q^* \quad (3.9)$$

Замечание. Определение угла контакта θ_0 по заданной величине силы P проводим, пользуясь обратной итерационной процедурой:

1. Задаемся начальным приближением угла θ_1 ;
2. Вычисляем по третьей формуле (3.7) q^* ;
3. По формуле (3.8) вычисляем коэффициент разделения потоков тепла χ ;
4. Вычисляем по (3.2) M_0 ;
5. По формуле

$$P = r_0 [2M_0 \sin \theta_1 - M_0 \cos^{-1} \theta_1 (\theta_1 + 0,5 \sin 2\theta_1)]$$

вычисляем силу P ;

6. На следующем шаге итерационной процедуры проводим корректировку значения угла θ_1 с учетом найденного значения силы.

С целью анализа влияния тепловыделения на напряженно-деформированное состояние комбинированного двухслойного вкладыша подшипника сухого трения были проведены расчеты для втулки ролика кронштейна

для погрузки безколесного груза. Исходные данные для расчета были выбраны следующие:

Внутренний диаметр 16,5 мм; внешний диаметр 21 мм; длина 7 мм; угловая скорость вращения $\omega = 100$ об/мин ($10,5 \text{ с}^{-1}$); линейная скорость $\nu = 0,087$ м/с; коэффициент трения $f = 0,03$.

Модули сдвига: антифрикционного слоя $G_1 = 3,2$ ГПа; подложки $G_1 = 30$ ГПа;

Коэффициенты Пуассона: антифрикционного слоя $\nu_1 = 0,4$; подложки $\nu_2 = 0,25$;

Коэффициенты теплопроводности: антифрикционного слоя $\lambda_1 = 0,39$ Вт/(м·°С); подложки $\lambda_2 = 0,5$ Вт/(м·°С);

Коэффициенты теплового расширения: антифрикционного слоя $\alpha_{T1} = 8 \cdot 10^{-5}$ (°С) $^{-1}$; подложки $\alpha_{T2} = 1 \cdot 10^{-5}$ (°С) $^{-1}$;

Коэффициенты теплоотдачи: во внутренний зазор подшипника $\alpha_1 = 402$ Вт/(м 2 ·°С); с внешней поверхности подшипника $\alpha_2 = 36$ Вт/(м 2 ·°С).

Рассмотрены два варианта исполнения вкладыша: с толщиной антифрикционного слоя 0,6 мм и 0,8 мм. На рис. 2 приведена зависимость угла контакта вала с подшипником от величины действующей нагрузки. Кривая 1 для толщины антифрикционного слоя 0,6 мм, кривая 2 — для толщины антифрикционного слоя 0,8 мм. Здесь же приведены соответствующие зависимости без учета тепловыделения: 3 — для толщины антифрикционного слоя 0,6 мм, 4 — для толщины антифрикционного слоя 0,8 мм.

Анализ графиков показывает, что зависимость угла контакта от нагрузки носит выраженный нелинейный характер, а учет тепловыделения приводит к уменьшению зоны контакта.

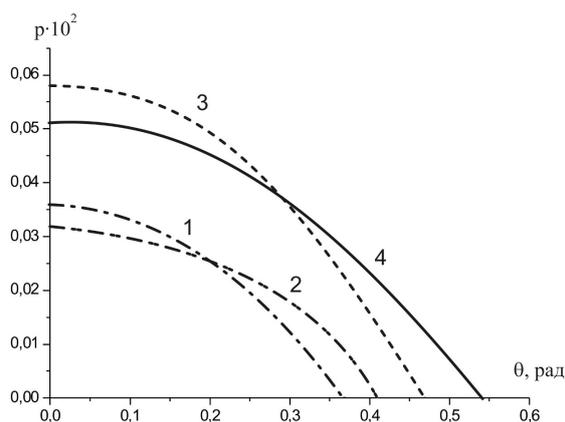


Рис. 3. Влияние тепловыделения на распределение контактных давлений в сопряжении

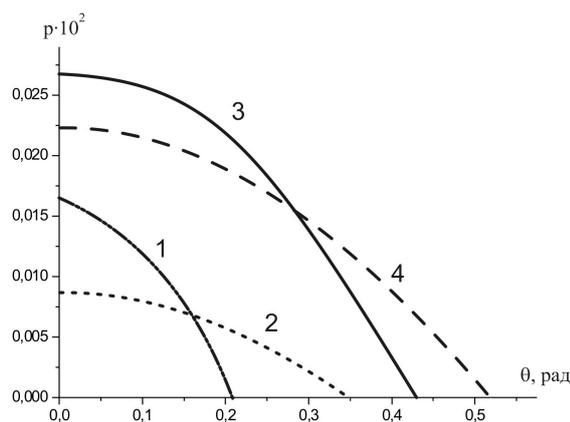


Рис. 4. Влияние толщины антифрикционного слоя на распределение контактных давлений в сопряжении

Рис. 3 показывает распределение безразмерного контактного давления $p = q/G_1$ в пределах зоны контакта при толщине $h = 0,8$ мм. Нагрузка $P = 300$ кг. Кривая 1 — с учетом тепловыделения, 2 — без учета тепловыделения. Нагрузка $P = 1400$ кг. Кривая 3 — с учетом тепловыделения, 4 — без учета тепловыделения.

Рис. 4 показывает распределение безразмерного контактного давления $p = qG_1^{-1}$ в пределах зоны контакта при толщине антифрикционного покрытия $h = 0,6$ мм. Кривая 1 — с учетом тепловыделения, 2 — без учета тепловыделения (нагрузка $P = 300$ кг). Кривые 3 и 4 — аналогично для нагрузки $P = 1400$ кг.

Анализ полученных результатов показывает, что учет тепловыделения приводит к возрастанию максимального контактного давления в сопряжении и уменьшению зоны контакта в обоих рассмотренных случаях. Уменьшение толщины антифрикционного слоя приводит к резкому увеличению максимального контактного давления, а влияние тепловыделения на размеры площади контакта заметно снижается.

Литература

1. Колесников В. И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003. 279 с.
2. Александров В. М., Губарева Е. А. Решение термоупругих контактных задач для цилиндрического и сферического подшипников скольжения // Трение и износ. 2005. Т. 26. № 4. С. 347–357.
3. Бабешко В.А., Ворович И.И. К расчету контактных температур, возникающих при вращении вала в подшипнике // ПМТФ. 1968. № 2. С. 135–137.
4. Александров В. М., Губарева Е. А. О расчете контактных температур, возникающих при вращении вала в подшипнике // Трение и износ. 2007. Т. 28. № 1. С. 39–43.
5. Александров В. М., Бабешко В.А., Белоконь А.В. Контактная задача для кольцевого слоя малой толщины // МТТ. 1966. № 1. С. 135–139.
6. Коваленко Е. В., Евтушенко А.А. Износ подшипника скольжения с учетом тепловыделения от трения // Трение и износ. 1993. Т. 14. № 2. С. 259–269.

Ключевые слова: цилиндрический подшипник, сухое трение, двухслойная втулка, контактное давление, теплоотдача, антифрикционный слой