

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ СЖИМАЕМОСТИ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ

Болгова Е.А., Мукутадзе М.А., Ростовцева Д.А., Киришцева В.И.

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Ключевые слова: подшипник скольжения, сжимаемость смазочного материала, ламинарный режим, гидродинамический режим, коэффициент трения.

Аннотация. В работе исследовано влияние сжимаемости смазочного материала на коэффициент трения радиального подшипника скольжения с адаптированным профилем опорной поверхности и полимерным покрытием с осевой канавкой. Разработана математическая модель течения смазочного слоя, учитывающая зависимость вязкости смазочного материала от давления и параметр сжимаемости среды. На основе уравнений движения вязкой среды и уравнения неразрывности получены выражения для определения поля скоростей и гидродинамического давления в смазочном слое. Выполнен расчет триботехнических характеристик подшипника при различных значениях параметра сжимаемости. Показано, что учет сжимаемости уточняет оценку коэффициента трения и рабочих характеристик подшипника в рассматриваемом диапазоне нагрузок.

DETERMINING THE EFFECT OF LUBRICANT COMPRESSIBILITY ON THE COEFFICIENT OF FRICTION

Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Rostovtseva D.A., Kirishcheva V.I.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don

Keywords: sliding bearing, lubricant compressibility, laminar mode, hydrodynamic mode, friction coefficient.

Abstract. The paper studies the effect of the lubricant compressibility on the friction coefficient of a radial plain bearing with an adapted bearing surface profile and a polymer coating with an axial groove. A mathematical model of the lubricant layer flow is developed, which takes into account the dependence of the lubricant viscosity on the pressure and the compressibility parameter of the medium. Based on the equations of motion of a viscous medium and the continuity equation, expressions are obtained for determining the velocity field and hydrodynamic pressure in the lubricant layer. The tribotechnical characteristics of the bearing are calculated for different values of the compressibility parameter. It is shown that taking into account compressibility improves the estimation of the coefficient of friction and the bearing performance in the considered load range.

Введение

Повышение ресурса и надежности узлов трения связано с совершенствованием конструкций подшипников скольжения и уточнением методов расчета процессов, протекающих в смазочном слое. Точность прогнозирования триботехнических характеристик определяется не только геометрическими параметрами узла, но и полнотой учета физических свойств смазочного материала.

Одним из направлений повышения эксплуатационных характеристик подшипников является применение антифрикционных полимерных покрытий. Результаты трибологических исследований показывают, что использование таких покрытий позволяет снизить коэффициент трения и повысить износостойкость

контактирующих поверхностей [1, 2]. Дополнительное улучшение рабочих характеристик достигается путем изменения геометрии опорной поверхности и применения конструктивных элементов, влияющих на распределение смазочного материала в зоне контакта.

Существующие модели гидродинамической смазки во многих случаях основываются на предположении о несжимаемости рабочей среды [3, 4]. Однако при повышении давления в смазочном слое изменение плотности и вязкостных характеристик жидкости может оказывать влияние на распределение гидродинамического давления и основные параметры трения. Особенно это проявляется в условиях высоких нагрузок, когда свойства смазочного материала становятся нелинейными функциями давления.

В работах [5-8] предложены подходы к моделированию течения вязких смазочных материалов с учетом изменения их свойств. Вместе с тем влияние сжимаемости на характеристики подшипников с модифицированной конструкцией исследовано недостаточно.

Целью работы является исследование влияния параметра сжимаемости смазочного материала на коэффициент трения радиального подшипника скольжения с адаптированной опорной поверхностью и полимерным покрытием.

Расчет параметров смазочного слоя основан на описании течения вязкого смазочного материала в зазоре между поверхностями трибоконтакта. При построении модели предполагается ламинарный режим течения. Расчетная схема исследуемого трибоконтакта представлена на рисунке 1.

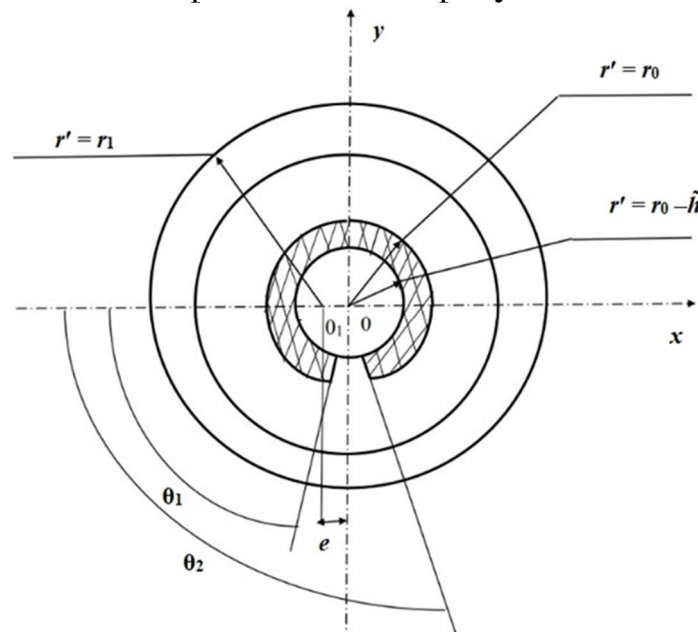


Рис. 1. Расчетная схема трибоконтакта

Геометрия расчетной области определяется уравнениями поверхностей вала, канавки и втулки:

$$C_1 : r' = r_0, \quad C_0 : r' = r_0 - \tilde{h}, \quad C_2 : r' = r_1(1 + H) - a' \sin \omega \theta, \quad C_3 : r' = r_1(1 + H), \quad (1)$$

где r_0 – радиус вала с полимерным покрытием; $\tilde{h}$ – высота канавки; r_1 – радиус подшипниковой втулки; H – толщина смазочного слоя; a' – экспериментальная постоянная; θ – угловая координата, ω – параметр, характеризующий адаптированный профиль.

Зависимость динамической вязкости от гидродинамического давления:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'}, \quad (2)$$

где μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала; μ_0 – характерная вязкость; e – эксцентриситет; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое.

Исходные уравнения: уравнение движения вязкой среды, уравнения неразрывности и состояния:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}, \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0, \quad p = p, \quad (3)$$

$$u = 0, \quad v = 1 \text{ при } r = r_0 - \tilde{h},$$

$$u = 0, \quad v = 1 \text{ при } r = r_0, \quad u = 0, \quad v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta),$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}, \quad Q = \text{const},$$

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1), \quad (4)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$, $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{p_g \delta^2}$, Λ – параметр сжимаемости; u – горизонтальная

компонента скорости; v – вертикальная компонента скорости; η – конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем; η_1 – конструктивный параметр подшипника с адаптированным опорным профилем; δ – зазор, Ω – угловая скорость вала, p_g – давление подачи смазки, u – горизонтальная компонента скорости, v – вертикальная компонента скорости, p – гидродинамическое давление в смазочном слое, ρ – плотность, Q – расход смазочного материала в единицу времени.

Автомодельное решение задачи (3) с учетом параметров (4) решим с использованием известной методики [9, 10]:

$$\rho v_i = \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta),$$

$$\psi_i(r, \theta) = \tilde{\psi}_i(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i), \quad U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta),$$

$$\tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0, \quad \xi_i = \frac{r_i}{h(\theta)} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2,$$

$$\xi_i = \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (5)$$

где ψ – функция, зависящая от ξ ; V – вертикальная составляющая скорости; U – горизонтальная составляющая скорости; ξ – автомодельная переменная; η_2 – конструктивный параметр, характеризующий канавку.

Теперь, учитывая уравнение (3) и приведенные граничные условия (4), мы можем сформулировать следующее выражение:

$$\tilde{\psi}_i'''(\xi_i) = a_i; \quad \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i, \quad \tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0, \quad (6)$$

$$e^{-\alpha p_i} \frac{p_i}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i=1,3; \quad e^{-\alpha p_2} \frac{p_2}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}.$$

$$\tilde{\Psi}'_{\xi} = 0 \text{ при } \xi = 0, \xi = 1; \tilde{v}_i(\xi, \theta) = p, \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 0;$$

$$\tilde{v}_i(\xi, \theta) = 0, \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 1; \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0, p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = 1. \quad (7)$$

Интегрируя уравнение (6) с учетом (7), получим:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1}{2}(\xi_1 - 1), \quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right)\xi_1 + 1, \\ \tilde{\Psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2}(\xi_2 - 1), \quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right)\xi_2 + 1, \\ \tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2}(\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right)\xi_3 + 1. \end{aligned} \quad (8)$$

Для гидродинамического давления, решим уравнение (6) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

$$p_{11} = 1, \quad p_{21} = 1, \quad p_{31} = 1,$$

$$p_{12} = 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{h_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1)\right),$$

$$\begin{aligned} p_{22} &= \frac{6\Lambda}{(1 + \tilde{h})^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right) \times \right. \right. \\ &\quad \times \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) - \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1\right) + \\ &\quad \left. \left. + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2}\right) \left(\tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1)\right) \right]; \\ p_{23} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) \left[(\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi}\right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) - \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2\right) + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2}\right) \left(\eta (\sin \theta - \sin \theta_2) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2)\right) \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Полученные выражения позволяют перейти к оценке эксплуатационных характеристик исследуемого трибоконтакта. Для анализа проведено численное исследование в диапазоне параметра $\Lambda = 0,1-0,9$ при изменении напряжения $\sigma = 2,11-10,55$ МПа.

Полученные значения использовались для построения зависимостей, позволяющих оценить влияние сжимаемости на коэффициент трения (рис. 2).

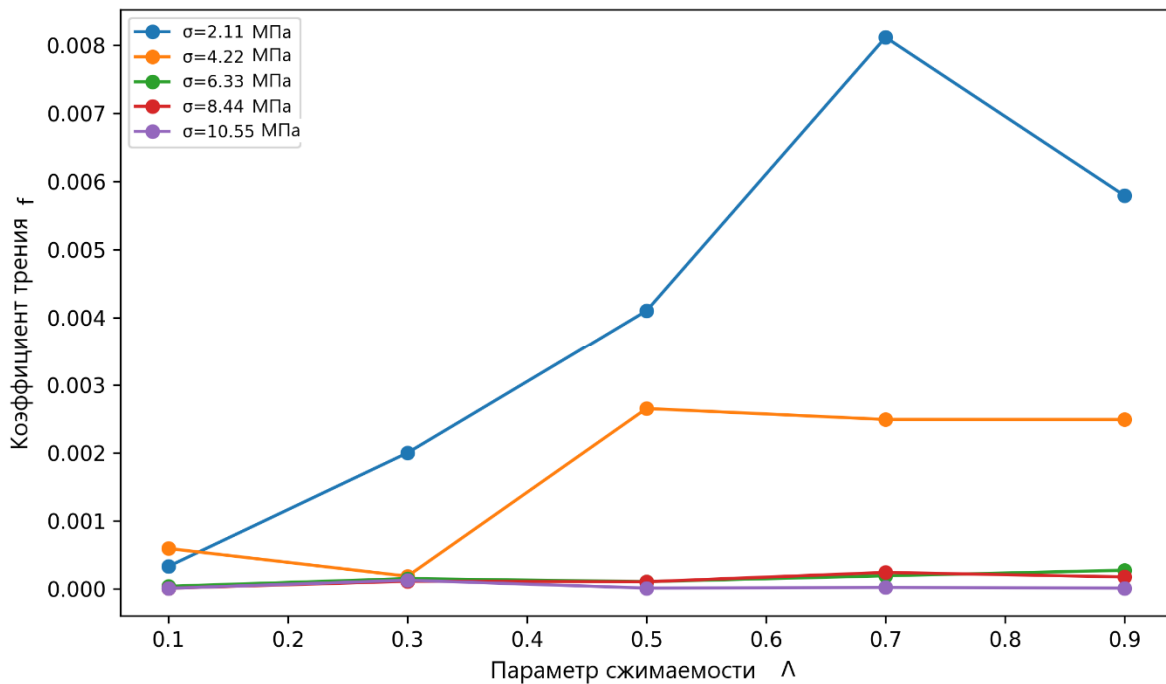


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от параметра сжимаемости смазочного материала при различных значениях напряжения σ

Полученные кривые демонстрируют, что при увеличении σ абсолютные значения коэффициента трения уменьшаются, а различия между отдельными расчетными кривыми становятся менее выраженными. Это указывает на изменение режима формирования смазочного слоя при росте нагрузки.

Заключение

1. Разработана расчетная модель течения смазочного материала в зазоре радиального подшипника скольжения с адаптированной опорной поверхностью и полимерным покрытием. Модель учитывает зависимость вязкости от давления и сжимаемость смазочной среды.

2. Полученные выражения для гидродинамического давления и поля скоростей использованы для определения коэффициента трения при различных значениях параметра сжимаемости.

3. Проведенное расчетное исследование показало, что параметр сжимаемости Λ влияет на коэффициент трения. Характер зависимости является нелинейным, с ростом напряжения различия между расчетными значениями коэффициента трения уменьшаются.

Список литературы

1. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопласт-содержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – №1. – С. 34-37.
2. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Трение полимерных покрытий в жидких смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – №4. – С. 17-20.
3. Камерова Э.А., Власенко И.Б., Снежина Н.Г., Оганесян П.А. Методика исследования влияния жидких сред на фторопластсодержащие антифрикционные покрытия // Уральский научный вестник. – 2014. – №21(100). – С. 137-142.
4. Болгова Е.А. Оценка влияния нелинейных факторов на характеристики упорного подшипника скольжения с упругодеформированным, адаптированным профилем опорной поверхности // Инженерный вестник Дона. – 2024. – №5(113). – С. 778-788.

5. Mukutadze M.A., Morozova A.V., Kirishchieva V.I. Calculation model of a micropolar lubricant, taking into account the dependence of viscosity on pressure // Practice Oriented Science: UAE - RUSSIA - INDIA: Proceedings of the International University Scientific Forum, Dubai, Vol. 1. – Dubai: 2022. – P. 194-202.
6. Mukutadze M.A., Opatskikh A.N Study of the Wear Resistance of a Friction unit with a Non-Standard Support Profile and a Metal Coating // Transportation Research Procedia: Collection of materials XIII International Conference on Transport Infrastructure: Territory Development and Sustainability, Irkutsk-Krasnoyarsk. – Krasnoyarsk: Elsevier B.V., 2023. – Vol. 68. – P. 726-733.
7. Ахвердиев К.С., Болгова Е.А. Клиновидная опора скольжения с податливой опорной поверхностью, работающая на сжимаемом материале в условиях наличия расплава на поверхности направляющей // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – №2(82). – С. 8-16. – DOI: 10.46973/0201-727X_2021_2_8.
8. Lagunova E., Mukutadze M., Badakhov G., Zinoviev N., Shvedova V. Increase of wear resistance of tribocontact with low-melting metal and porous coating // E3S Web of Conferences. 2023, vol. 383, p. 04033.
9. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2022. – №4. – С. 46-53. – DOI: 10.31857/S0235711922040101.
10. Badakhov G., Zinoviev N., Mukutadze M., Shvedova V. Calculation model for lubrication of bearings with unconventional support surface profile and fusible shaft surface coating // E3S Web of Conferences. 2023, vol. 376, p. 01084.

Сведения об авторах:

Болгова Екатерина Александровна – аспирант;

Мукутадзе Мурман Александрович – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика»;

Ростовцева Диана Андреевна – магистрант;

Киришчиева Виктория Игоревна – эксперт по развитию функциональных компетенций.