

ВЛИЯНИЕ СЖИМАЕМОСТИ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ И КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Болгова Е.А., Мукутадзе М.А.

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Ключевые слова: сжимаемость, радиальный подшипник, полимерное покрытие, канавка, гидродинамический режим.

Аннотация. В статье исследуется влияние полимерного покрытия с осевой канавкой и адаптированного профиля опорной поверхности на коэффициент трения и несущую способность радиального подшипника с учетом сжимаемости и вязкости смазочного материала. Установлено, что покрытие и профиль оказывают большее влияние на характеристики, чем сжимаемость.

THE INFLUENCE OF THE COMPRESSIBILITY OF THE LUBRICANT ON THE LOAD CAPACITY AND COEFFICIENT OF FRICTION OF THE SLIDING BEARING

Bolgova E.A., Mukutadze M.A.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don

Keywords: compressibility, radial bearing, polymer coating, groove, hydrodynamic mode.

Abstract. The article examines the effect of a polymer coating with an axial groove and an adapted profile of the bearing surface on the coefficient of friction and bearing capacity of a radial bearing, considering the compressibility and viscosity of the lubricant. It has been found that the coating and profile have a greater effect on the characteristics than compressibility.

Введение

При исследовании смазочных материалов часто предполагается, что рабочие масла являются несжимаемыми, однако на практике их объем может изменяться, пусть и в пределах незначительных значений. Коэффициент сжимаемости смазочного материала зависит от множества факторов, таких как химический состав масла, температура окружающей среды, уровень давления и состояние масла [1].

Это важно учитывать на стадии проектирования подшипниковых и других ответственных узлов, где необходимо учитывать взаимодействие различных материалов и покрытий, а также их поведение в условиях высоких температур и нагрузок [2].

Для того чтобы использовать расчетные модели для анализа износа и других трибологических параметров, необходимо учитывать их точность. В статьях [3-6] рассматриваются различные теоретические расчетные модели, которые были визуализированы и оценены с точки зрения их применимости. Для этого проводилось сравнение трех параметров: результатов численного анализа, результаты эксперимента, и расчетов, выполненных с использованием регрессионных моделей.

Кроме того, при моделировании взаимодействия смазочного материала с рабочими поверхностями, необходимо учитывать его физико-химические свойства, с учетом зависимости давления и температуры и с учетом сжимаемости смазочного материала. [7]. Этот аспект, хотя и является важным для точности моделирования, часто остается недостаточно изученным в существующих источниках, что делает представленную научную работу актуальной.

Постановка задачи. Проводится оценка погрешности модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения при учете сжимаемости и вязкости смазочного материала.

Для решения задачи по оценке на износостойкость представлены уравнения контуров с началом в центре втулки (рис. 1) в виде:

$$1) r' = r_0(1 + H), 2) r' = r_1 - a' \sin \omega \theta, 3) r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega \theta, \quad (1)$$

где r_1 – радиус подшипниковой втулки, r_0 – радиус вала, $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots$ – толщина смазочного слоя, $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$ – относительный

эксцентриситет, e – эксцентриситет, θ – угловая координата, $\tilde{h}$ – высота канавки, a' – амплитуда возмущения, ω – параметр, характеризующий адаптированный профиль.

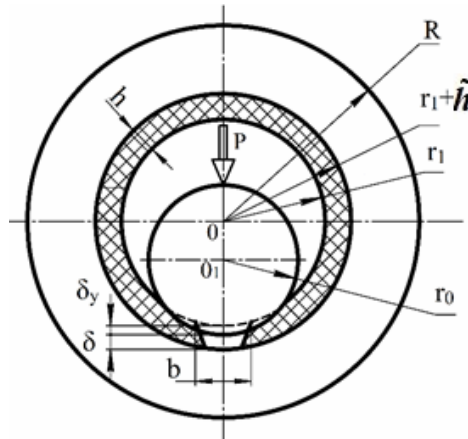


Рис. 1. Схема трибоконтакта

Влияние давления на вязкость масла выражается следующей формулой:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'} \quad (1)$$

где μ_0 – вязкость смазочного материала, α' – экспериментальная постоянная, p' – гидродинамическое давление в слое.

Для разработки расчетной модели используем следующие безразмерные уравнения. Первым уравнением является уравнение, которое описывает движение смазочной жидкости. Эта жидкость обладает вязкостью и сжимаемостью и находится в условиях «тонкого слоя». В дополнение к этому, используется уравнение неразрывности, как в источнике [8], а также уравнение состояния с соответствующими граничными условиями:

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

$$\begin{aligned}
 v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta), \\
 v &= 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_1 \sin \omega \theta, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2, \\
 v &= v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega \theta, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1, \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi, \\
 p_3(\theta_2) &= p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1), \quad Q = \text{const}, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника с адаптированным опорным профилем; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ – конструктивный параметр, характеризующий канавку; $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{p_g \delta^2}$ – параметр сжимаемости, 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 (2) с учетом параметров (3) найдено благодаря использованию известной методики [9, 10]:

$$\begin{aligned}
 \rho v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta), \\
 \psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}_i(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i), \quad U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta), \\
 \tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0, \quad \xi_i = \frac{r_i}{h(\theta)} \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2, \\
 \xi_i &= \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \quad \text{при} \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Здесь ψ – функция, зависящая от ξ , ξ – автомодельная переменная, V – вертикальная составляющая скорости, U – горизонтальная составляющая скорости.

С учетом (4) уравнения (2) и граничные условия (3) примут вид:

$$\begin{aligned}
 \tilde{\psi}_i'''(\xi_i) &= a_i, \quad \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i, \\
 e^{-\alpha p_i} \frac{p_i}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i p_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i = 1, 3, \\
 e^{-\alpha p_2} \frac{p_2}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2 p_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}. \quad (5)
 \end{aligned}$$

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

$$\tilde{v}_i(\xi, \theta) = 0, \quad \tilde{u}_i = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad \xi = 1, \quad \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0. \quad (6)$$

– для гидродинамического давления:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= 1 + 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \times \\
 &\times \left(-\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{1}{p} \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1) \right) \right), \\
 p_2 &= 1 + 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \times \\
 &\times \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) \right] + \\
 &+ \frac{1}{p} \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) - \eta (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \Bigg], \\
 p_3 &= 1 + 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left((\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \times \right. \right. \\
 &\times \left. \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \\
 &+ \frac{1}{p} \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2) - \tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right). \tag{7}
 \end{aligned}$$

Решим уравнение (7) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

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

$$\begin{aligned}
 p_{12} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \times \\
 &\times \left(-\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1) \right), \\
 p_{22} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \times \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \times \right. \right. \\
 &\times \left. \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \\
 &+ \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) - \eta (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \Bigg], \\
 p_{32} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left((\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \times \right. \right.
 \end{aligned}$$

$$\times \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) + \\ + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega\theta - \cos \omega\theta_2) - \tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right). \quad (8)$$

В результате проведенного исследования радиальных подшипников скольжения с учетом сжимаемости жидкого смазочного материала были получены результаты, повышающие точность расчетов и эффективность работы этих узлов (табл. 1, 2).

Табл. 1. Результаты теоретического исследования

№	σ, МПа	Параметр сжимаемости				
		0,9	0,7	0,5	0,3	0,1
		Коэффициент трения				
1	4,3	0,00329	0,006127	0,0029	0,001	0,00022
2	8,6	0,00123	0,001256	0,001653	0,000085	0,0003571
3	12,9	0,000156	0,000087	0,000006	0,0000499	0,000021
4	17,2	0,000074	0,0001302	0,000004	0,0000116	0,00000689
5	21,5	0,000001	0,0000104	0,000001	0,000027	0,00000598

Табл. 2. Сравнение результатов теоретического исследования и эксперимента

№	Режим		Коэффициент трения		
			Теоретическое исследование		Эксперимент
	σ, МПа	V, м/с	Покрытие	С учетом сжимаемости	
1	4,3	0,3	0,0105	0,0103	0,0104
2	8,6	0,3	0,0095	0,0093	0,0094
3	12,9	0,3	0,0090	0,0088	0,0090
4	17,2	0,3	0,0085	0,0080	0,0082
5	21,5	0,3	0,0075	0,0071	0,0074

Основные выводы заключаются в следующем:

1. Прогнозирование несущей способности подшипников стало точнее на 8-9%, а коэффициента трения – на 6-8%, что свидетельствует о более точной модели работы подшипниковых узлов.

2. Установлено, что покрытие и профиль оказывают большее влияние на характеристики, чем сжимаемость

Список литературы

1. Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Семенко И.С. Гидродинамический расчет упорного подшипника скольжения, работающего на вязкоупругой смазке в турбулентном режиме трения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – № 4. – С. 69-77.
2. Mukutadze M.A., Vasilenko V.V., Mukutadze A.M., Opatskikh A.N. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, vol. 378, p. 012021. DOI: 10.1088/1755-1315/378/1/012021.

3. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. Improved Wear Resistance of a Metal-Coated Radial Slider Bearing // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2022, vol. 51, no. 2, pp. 128-133.
4. 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, Part 1. – Dubai: 2022. – P. 194-202.
5. Киришчиева В.И., Мукутадзе А.М., Мукутадзе М.А Математическая модель течения смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре радиального подшипника. // Научный потенциал молодежи и технический прогресс: материалы V Всероссийской научно-практической конференции. – СПб.: НИЦ МС, 2022. – С. 19-23.
6. Kirishchieva V.I., Mukutadze A.M., Mukutadze M.A. Calculation model of a micropolar lubricant // Practice Oriented Science: UAE - RUSSIA - INDIA: Proceedings of the International University Scientific Forum, UAE, Part 2. – UAE: 2022. – P. 130-139.
7. 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, Vol. 68. – Krasnoyarsk: Elsevier B.V., 2023. – P. 726-733.
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. Бадахов Г.А., Болгова Е.А., Мукутадзе М.А., Чуб Е.Г., Шведова В.Е. Разработка нового математического метода моделирования движения смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника с нестандартным опорным профилем // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – №2(94). – С. 34-41. – DOI: 10.46973/0201-727X_2024_2_34.

Сведения об авторах:

Болгова Екатерина Александровна – аспирант;

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