

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ТРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Ростовцева Д.А., Мукутадзе М.А.

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Ключевые слова: сжимаемость, оценка износостойкости, адаптированный профиль, состояние, модифицированная конструкция, ламинарный режим, истинно вязкий смазочный материал, точные решения, осевая канавка.

Аннотация. В статье рассматривается влияние сжимаемости смазочного материала на износостойкость радиального подшипника скольжения. При использовании уравнения движения истинно-вязкого смазочного материала, уравнений неразрывности и состояния, разработана расчетная модель, позволяющая уточнить рабочие характеристики на 6-10%. Проведенные исследования позволяют расширить применение на практике данных расчетных моделей с учетом новых факторов.

ASSESSMENT OF WEAR RESISTANCE BASED ON THE FRICTION COEFFICIENT OF A RADIAL PLAIN BEARING, TAKING INTO ACCOUNT THE COMPRESSIBILITY OF THE LUBRICANT

Rostovtseva D.A., Mukutadze M.A.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don

Keywords: compressibility, wear resistance assessment, adapted profile, condition, modified design, laminar regime, truly viscous lubricant, precise solutions, axial groove.

Abstract. The article examines the effect of the compressibility of the lubricant on the wear resistance of a radial plain bearing. Using the equation of motion for a truly viscous lubricant, the equations of continuity and state, a computational model has been developed that allows for refining the operating characteristics by 6-10%. The studies conducted make it possible to expand the practical application of these computational models, taking into account new factors.

Введение. Современные машины и механизмы работают в условиях высоких скоростей и нагрузок, поэтому при составлении расчетных моделей радиальных подшипников скольжения важно учитывать такой параметр как сжимаемость смазочного материала. При обычных условиях эксплуатации смазочную жидкость принимают как несжимаемую, однако, когда давление достигает 100 МПа и выше, плотность масла увеличивается и среда по своим параметрам начинает приближаться к сжимаемой.

Поскольку сжимаемость отрицательно влияет на узлы трения, возникает необходимость разработки расчетных моделей, учитывающих данный параметр.

Исследования [1-3] показывают, насколько актуальна и востребована разработка новых моделей, учитывающих модификации конструкции радиальных подшипников скольжения. Анализ исследований [4-6] показал, что использованные методы дают детальное понимание о процессах, протекающих в ходе эксплуатации трибоузлов, что в свою очередь положительно влияет на выявление ошибок и повышение качества расчетных моделей.

Таким образом, проводимое исследование, направленное на повышение эксплуатационных характеристик с учетом сжимаемости смазочного материала, является актуальным. Целью данной работы является уточнение результатов, полученных в [7].

Постановка задачи. Задача включает ламинарное течение истинно вязкого сжимаемости смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника с модифицированной конструкцией (рис. 1).

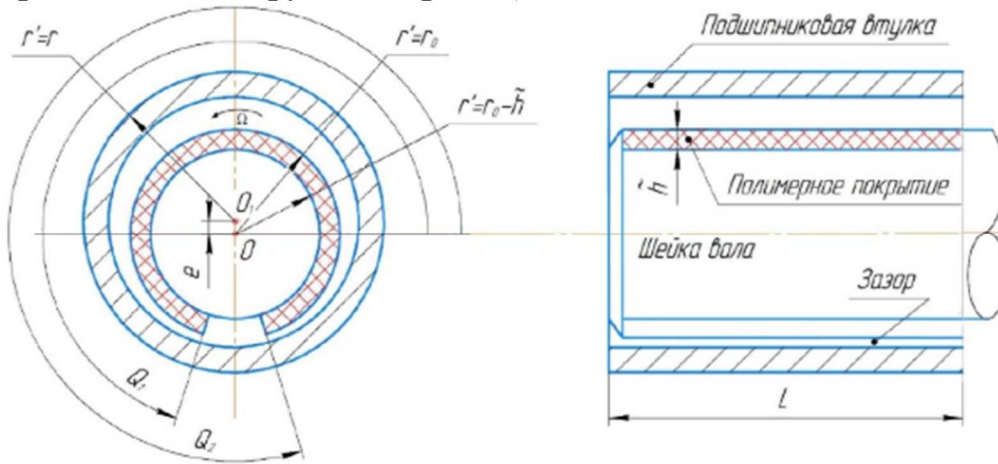


Рис. 1. Схема трибоконтакта

Уравнение контуров с полюсом в центре вала задаем в виде вала с полимерным покрытием C_1 , вала без покрытия (с канавкой) C_0 , подшипниковой втулки с адаптированным профилем опорной поверхности C_2 и подшипниковой втулки запишутся в виде:

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

где r_0 ; $r_0 - \tilde{h}$ – радиус вала с покрытием и без покрытия, соответственно, r' – радиус подшипниковой втулки, ω – параметр, характеризующий адаптированный профиль; a' – постоянная экспериментальная величина, θ – угловая координата, H – толщина смазочного слоя.

При решении задачи используем безразмерные уравнения движения смазочного материала, а также уравнения состояния:

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

где $p = \frac{\Lambda \Omega^2 r^2}{2} \rho$ – гидродинамическое давление, $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{\rho \delta^2}$ – параметр

сжимаемости смазочного материала, μ – вязкость смазочного материала, Ω – угловая скорость вала, ρ – плотность, δ – зазор.

При этом граничные условия учитываются в виде:

$$\begin{aligned} u &= 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0 - \tilde{h}; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ u &= 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ u &= 0, \quad v = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta); \\ p_3(\theta_2) &= p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_1(\theta_1), \quad Q = \text{const.} \end{aligned} \quad (3)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника с адаптированным опорным профилем; θ_1, θ_2 – соответственно угловые координаты канавки; u – горизонтальная компонента скорости; v – вертикальная компонента скорости; Q – расход смазочного материала в единицу времени.

Решение (2) с учетом (3) находим как:

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

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

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

$$\xi_i = \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \quad \text{при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2.$$

где ψ – функция, зависящая от ξ , V – вертикальная составляющая скорости, U – горизонтальная составляющая скорости, ξ – автомодельная переменная, $h(\theta)$ – толщина масляной пленки.

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

$$\tilde{\psi}_i'''(\xi_i) = a_i; \quad \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i;$$

$$\tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0.$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i = 1, 3; \quad \frac{p}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}. \quad (5)$$

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

$$\tilde{v}_i(\xi, \theta) = 0, \tilde{u}_i = 0 \quad \text{при } \xi = 1; \quad \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = 1. \quad (6)$$

При подстановке (4) в (2), а также учитывая граничные условия, получим:

$$u_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \cdot \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0,$$

$$\tilde{\psi}'_1(\xi_1) = a_1 \frac{\xi_1}{2} (\xi_1 - 1), \quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1;$$

$$\tilde{\psi}'_2(\xi_2) = a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1;$$

$$\tilde{\psi}'_3(\xi_3) = a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1. \quad (7)$$

При учете (7) для гидродинамического давления получим следующее выражение:

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{6p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, i=1,3; \quad \frac{p}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{6p}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}. \quad (8)$$

Решим уравнение (8) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

$$p_{11} = 1; p_{21} = 1; p_{31} = 1;$$

$$p_{12} = 6\Lambda \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{h_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1) \right);$$

$$p_{22} = \frac{6\Lambda}{(1 + \tilde{h})^2} \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) - \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) \right) \right] \right];$$

$$p_{23} = 6\Lambda \left[(\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) - \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \left(\eta (\sin \theta - \sin \theta_2) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2) \right) \right] \right].$$

В ходе анализа разработанных расчетных моделей получены результаты, представленные в виде графика на рисунке 2.

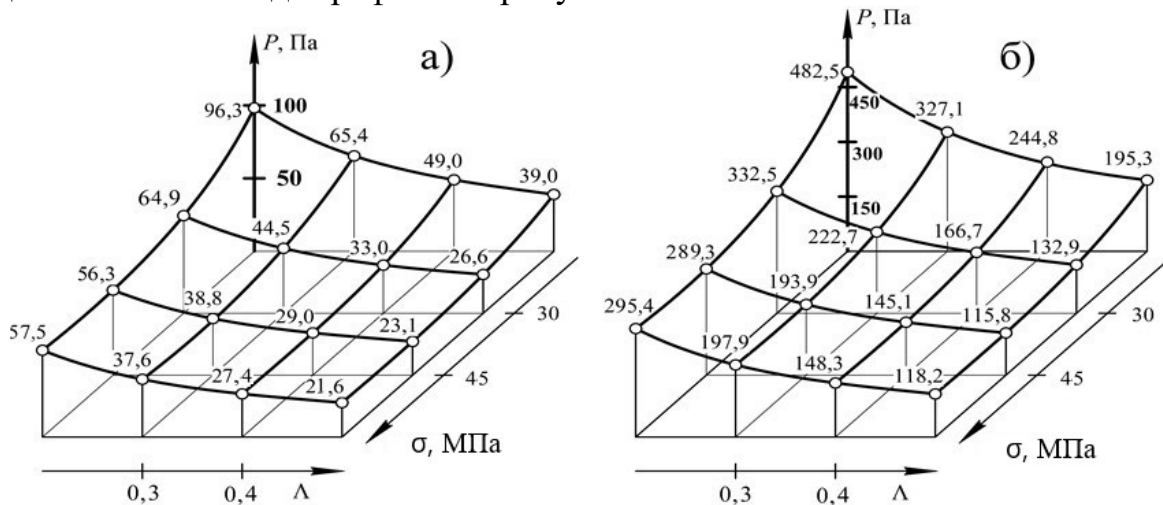


Рис. 2. Влияние сжимаемости и нагрузки $\sigma = 15-75$ МПа на вертикальные составляющие при а) $v = 0,3$ м/с, б) $v = 1$ м/с

Проведенное теоретическое исследование позволило уточнить несущую способность на 6-8%, при этом коэффициент трения был снижен на 5-7% при $\sigma = 15-75$ МПа (табл. 1).

Проведенное экспериментально исследование доказало влияние сжимаемости на рабочие характеристики подшипников скольжения и позволило сделать вывод об адекватности разработанных расчетных моделей.

Табл. 1. Сравнительный анализ результатов исследований

№	Режим		Теоретический результат		Экспериментальное исследование
			Коэффициент трения		
	σ , МПа	V , м/с	С учетом сжимаемости	Без учета сжимаемости	Экспериментальное исследование
1	15	0,3	0,0141	0,0128	0,0165
2	30	0,3	0,0026	0,0069	0,0100
3	45	0,3	0,0066	0,0047	0,0079
4	50	0,3	0,0081	0,0057	0,0103
5	75	0,3	0,0121	0,0090	0,0133

Проведенное исследование позволило сделать следующие **выводы**:

1. Предложенный метод формирования расчетных моделей увеличивает возможность применения их на практике и повышает точность получаемых результатов за счет проведенных теоретических и экспериментальных исследований.

2. Использованные расчетные модели способны учитывать наличие дополнительного смазывания, адаптированного профиля и сжимаемости смазочного материала.

Список литературы

- Marcus Y., Hefter G.T. The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure // Journal of Molecular Liquids. 1997, no. 73-74, pp. 61-74.
- Kiselev V.D., Kashaeva E.A., Konovalov A.I. Pressure effect on the rate and equilibrium constant of the Diels-Alder reaction 9-chloroanthracene with tetracyanoethylene // Tetrahedron. 1999, vol. 55, pp. 1153-1162.
- Riddick J.A. Organic solvents. – New York: John Wiley & Sons, 1986. – 1325 p.
- Cibulka I., Zikova M. Liquid densities at elevated pressures of 1-alkanols from C1 to C10: a critical evaluation of experimental data // Journal of Chemical and Engineering Data. 1994, vol. 39, pp. 876-886.
- Cibulka I., Takagi T. P-d-T data of liquids: summarization and evaluation. 5. Aromatic hydrocarbons // Journal of Chemical and Engineering Data. 1999, vol. 44, pp. 411-429.
- Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника, смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2022. – №4. – С. 46-53. – DOI: 10.31857/S0235711922040101.
- Кирищикова В.И., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2023. – Т. 27, №2(100). – С. 15-23. – DOI: 10.54708/19926502_2023_27210015.

Сведения об авторах:

Ростовцева Диана Андреевна – аспирант;

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