
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 51: 621.891

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ МИКРОПОЛЯРНОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

© 2024 г. Д. У. Хасьянова^{1, *}, М. А. Мукутадзе^{2, **}

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

²Ростовский государственный университет путей сообщения,
Ростов-на-Дону, Россия

*e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru

**e-mail: murman1963@yandex.ru

Поступила в редакцию 11.04.2024 г.

После доработки 05.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В настоящей статье рассматривается разработка и исследование модели движения микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения. Для проведения моделирования привлечены современные вычислительные комплексы и специализированное программное обеспечение, что позволило существенно повысить точность и надежность полученных результатов. Результаты исследования показали, что модифицированная конструкция подшипника с нанесенным полимерным покрытием и канавкой значительно улучшает эксплуатационные характеристики. Было отмечено уменьшение коэффициента трения и увеличение несущей способности подшипника в сравнении с традиционными конструкциями. Таким образом, удалось добиться увеличения срока службы подшипника, что имеет большое значение для промышленного применения. Предложен новый подход к оценке влияния параметра сжимаемости модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения с учетом зависимости вязкости микрополярного смазочного материала от давления и температуры при турбулентном режиме течения.

Ключевые слова: сжимаемость, модифицированная конструкция, зависимость вязкости от давления и температуры, оценка износостойкости, микрополярный смазочный материал, турбулентный режим

DOI: 10.31857/S0235711924060053, EDN: NOZGZJ

Успешное развитие тяжело нагруженных узлов трения транспортной и авиакосмической техники невозможно без использования надежной и высокопроизводительной техники. Для этого необходимо создание новых машин и механизмов, обладающих высокой износостойкостью и другими эксплуатационными параметрами.

Для повышения надежности опор скольжения необходимо глубокое понимание структурных и динамических нагрузок, которым они подвергаются в процессе эксплуатации. Технологические достижения в области химии и материаловедения позволили создать новые виды смазок, которые существенно уменьшают трение и из-

нос. Это достигается путем введения в полимеры различных наполнителей, включая твердые смазки, такие как графит, дисульфид молибдена или углеродные нанотрубки. Такие композиты обладают значительно улучшенной износостойкостью и могут противостоять сложным воздействиям, характерным для промышленных трибосистем.

Применение жидких смазок расширяет диапазон скоростей, при которых материал может эффективно работать, поскольку это позволяет переходить от граничного трения к жидкостному трению в условиях гидродинамики. В момент запуска и остановки будут действовать защитные покрытия, а в период стационарной работы — сам смазочный материал.

Одним из основных аспектов является точность расчета параметров износа и взаимодействия поверхностей, что позволяет существенно повысить надежность и долговечность узлов трения. Использование передовых компьютерных технологий и методов численного моделирования дает возможность ученым более эффективно проводить разработки в области нанотехнологий и предлагать новые виды покрытий, которые существенно снижают коэффициент трения и износ деталей, увеличивая срок службы.

Исследования, касающиеся гидрохромного координационного полимера показывают, что поликатенационная структура такого полимера обеспечивает его значительную гибкость и устойчивость, что, в свою очередь, позволяет управлять процессом формирования или гашения радикалов.

Применение мягкого шаблона с модифицированным полидопамином, сопряжаемое методом нанесения дисперсионного покрытия, произвело революцию в улучшении теплопроводности полимерных композитов.

Проведенных трибологические испытания втулок с нанесенными антифрикционными полимерными покрытиями демонстрируют значительное снижение коэффициента трения по сравнению с обычными стальными втулками. Это подтверждает целесообразность их применения в узлах, подвергающихся интенсивным эксплуатационным нагрузкам. Применение композитов, содержащих высокопрочные волокна и армирующие элементы, позволило значительно улучшить механическую прочность и теплопроводность изделий, что важно для предотвращения перегрева и преждевременного выхода узлов из строя.

Внедрение антифрикционных полимерных композиционных покрытий с холодноотверждаемой матрицей открывает новые перспективы в повышении надежности и эффективности промышленного оборудования.

Для успешного применения полимеров в трибосопряжениях технологических машин необходимо учитывать специфические особенности каждой трибосистемы. Игнорирование этих особенностей может привести к снижению эффективности подходов, разработанных в исследованиях.

Расчет динамики с нагрузкой большой массы без учета сжимаемости жидкости нельзя назвать даже приближенным, т.к. такой расчет считается принципиально неправильным. Поэтому теоретическое изучение сжимаемости жидкости является весьма важным и имеет первостепенное значение.

Анализ работ [1–10], посвященных экспериментальному исследованию сжимаемости жидкостей в интервале температур и давления различными приемами, показывает, что предложенный новый метод способен дать надежные параметры в широком диапазоне давления и температур, а также сопоставление данных о внутреннем давлении жидкости, полученных разными способами, приводит к выводу о наличии довольно большого количества ошибок в их определении. В связи с этим исследование, направленное на повышение эксплуатационных характеристик, является актуальным и востребованным.

Сжимаемость смазочного материала отражает баланс энергий межмолекулярного притяжения и отталкивания. В связи с этим возникает необходимость определения влияния этой характеристики на работу трибоузлов.

Такой радиальный подшипник скольжения отличается нестандартным опорным профилем, на поверхности которого нанесено полимерное покрытие с канавкой. Особое внимание уделено учету сжимаемости смазочного материала. Процесс моделирования смазочного вещества в рабочем зазоре требует анализа многочисленных факторов, включающих реологические свойства и сжимаемость смазочного материала, режим его течения, параметры поверхности подшипника и эксплуатационные условия. Полимерное покрытие с канавкой на поверхности подшипника выполняет несколько ключевых функций. Во-первых, канавка способствует более равномерному распределению смазочного вещества по поверхности подшипника, что минимизирует риск образования сухого трения. Во-вторых, наличие канавки способствует более эффективному отводу тепла, что предотвращает перегрев рабочей зоны и уменьшает износ подшипника.

В процессе моделирования использовались методы численного анализа, которые позволили создать детализированную картину распределения давления и скорости смазочного материала внутри рабочей зоны. Основное внимание уделялось оценке влияния полимерного покрытия и канавок на гидродинамическую производительность подшипника.

Целью исследования является уточнение ранее полученных результатов [11] с учетом сжимаемости смазочного материала.

Постановка задачи. Аналогично задаче [11], течение сжимаемого микрополярного смазочного материала происходит в рабочем зазоре модифицированного радиального подшипника.

В принятом расположении полярной системы координат уравнение контура вала, подшипниковой втулки под покрытием с некруговым профилем опорной поверхности и полимерного покрытия, копирующего некруговой опорный профиль втулки представлено в [12].

Для получения расчетной модели используем общеизвестные безразмерные уравнения движения микрополярного смазочного материала для «тонкого слоя» с учетом турбулентного характера течения (учитывая, что для сжимаемого смазочного материала пренебрегаем $\frac{1}{N_1} \ll 1$), уравнения неразрывности [11] и уравнения состояния с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2h(\theta)}(2r - h) = \frac{1}{\Lambda j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta},$$

$$v_i = \frac{1}{2h(\theta)}(r^2 - rh(\theta)), \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0; \quad (1)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_1 \sin \omega \theta, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;$$

$$v = v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta), \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega \theta, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}.$$

Для удобства решения применяем известный метод — метод точного решения задачи [12]

$$\begin{aligned}
\rho v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\
\psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) h'(\theta); \\
\tilde{u}_i(\xi_i) - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} &= 0; \quad \xi_2 = \frac{r}{h(\theta)} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\
\xi_{1,3} &= \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi.
\end{aligned} \tag{2}$$

В результате уравнение (1) с учетом (2) примет вид

$$\begin{aligned}
\tilde{\psi}_i''' &= a_i; \quad \tilde{u}_i'' = b_i - \frac{N^2}{2} (2\xi_i - 1); \\
\frac{p}{j\Lambda e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i p}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3; \\
\frac{p}{j\Lambda e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2 p}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)}.
\end{aligned} \tag{3}$$

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned}
v_i(0) &= 0; \quad \tilde{\psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}_i'(1) = 0, \quad \tilde{u}_i'(1) = -\eta \sin \theta; \quad \tilde{v}_i'(1) = 0; \\
v_i(1) &= 0; \quad \tilde{u}_i(0) = 0; \quad \tilde{v}_i(0) = 1; \\
\int_{\theta}^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \quad p(\theta) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p_*}.
\end{aligned} \tag{4}$$

Интегрируя уравнение (3) с учетом граничных условий (4), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned}
\tilde{\psi}_i'(\xi_i) &= a_i \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \quad \tilde{u}_i(\xi_i) = b_i \frac{\xi_i^2}{2} - \left(\frac{b_i}{2} + p \right) \xi_i + p; \\
b_1 &= b_2 = b_3 = 6p; \\
a_1 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 - \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right); \\
a_2 &= -6 \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_1) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_1^2}{4\pi^2} \right), \\
a_3 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_2^2}{4\pi^2} \right),
\end{aligned}$$

$$\text{где } \tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 - \eta_2}; \quad \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 - \eta_2}.$$

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

$$\frac{1}{\Lambda j \mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3;$$

$$\frac{1}{\Lambda \mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}.$$

Продифференцируем по θ выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$. Учитывая значение повышения температуры, получим следующие аналитические выражения для гидродинамического давления:

$$p_i = \Lambda \mu_i \left(b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + 1.$$

Проведенный численный анализ полученных расчетных моделей при скорости 1 м/с, $\Lambda = 0.1-0.9$, $\sigma = 10-50$ МПа позволил построить графики коэффициента трения (рис. 1) при использовании микрополярного смазочного материала с учетом сжимаемости.

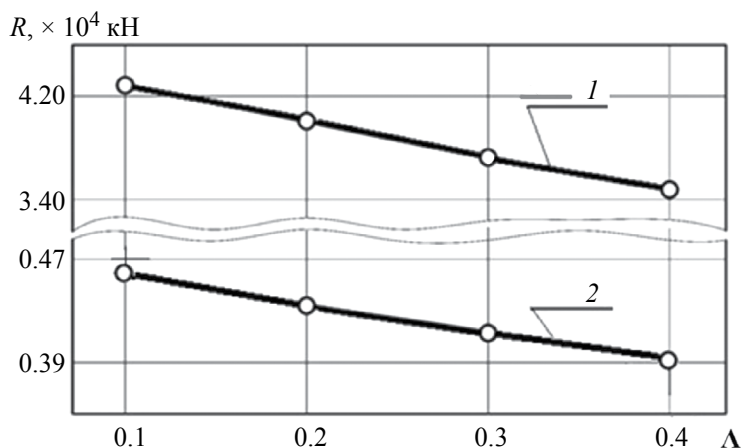


Рис. 1. Зависимость составляющей давления от параметра сжимаемости и рабочей нагрузки: 1 — $\sigma = 14.1$ МПа; 2 — $\sigma = 4.7$ МПа.

Проведение экспериментов. Исследование началось с верификации разработанной модели. Для этого были проведены численные расчеты, позволившие оценить основные параметры функционирования подшипника. Верификация включала сопоставление этих расчетных данных с результатами лабораторных испытаний, направленных на измерение сил трения, температурного режима и нагрузочной способности. Анализ показал, что выявленные отклонения находятся в пределах допустимой погрешности.

Особое внимание в исследованиях было уделено адаптации профиля и контура маслоподдерживающей канавки к конкретным условиям трения. Проведенные испытания использовали как традиционные методы измерения трения и износа, так и современные инструментальные методы, позволившие осуществить высокоточные измерения и понять механизмы трения и износа в новой конструкции.

Заключительный этап проведенных исследований позволил выявить оптимальные области применения антифрикционных покрытий, созданных на основе гибридных композиционных материалов. Сложная структура этих покрытий, включающая в себя три типа полимеров с разной физической природой, обеспечивает им высокую эффективность и универсальность.

Рациональное использование таких композитов ведет к снижению эксплуатационных затрат и повышению общей эффективности производства.

Результаты исследования. Исследование позволило получить более точные данные о рабочих характеристиках радиальных подшипников скольжения с полимерным покрытием (табл. 1), что имеет большое значение для их эффективного применения в различных инженерных системах. Уточнены несущая способность на 14–16%, коэффициент трения на 9–11%. Комплексный подход к анализу и улучшению подшипников скольжения позволит продолжать совершенствовать их конструкции и расширять области применения, способствуя развитию новых технологий и повышению производительности промышленных систем.

Таблица 1. Результаты теоретического исследования

№	σ , МПа	Параметр сжимаемости Λ				
		0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
		Коэффициент трения				
1	10	0.00750	0.0100	0.0080	0.0048	0.00220
2	20	0.00430	0.0044	0.0045	0.0028	0.00140
3	30	0.00100	0.0012	0.0011	0.0009	0.00094
4	40	0.00099	0.0011	0.0010	0.0009	0.00092
5	50	0.00087	0.0010	0.0009	0.0009	0.00801

Данные эксперимента показали, что после начального периода приработки, продолжавшегося 2 мин, был достигнут устойчивый гидродинамический режим трения. Важным является наличие колебаний коэффициента трения. Такое поведение коэффициента трения при увеличении нагрузки указывает на сложность взаимодействий в системе, особенно с учетом того, что максимальная нагрузка достигала 50 МПа, что эквивалентно ступенчатому увеличению нагрузки в 5 раз (табл. 2).

Таблица 2. Результаты экспериментального исследования

№	Режим		Коэффициент трения		
	σ , МПа	V , м/с	теоретический результат		экспериментальное исследование
			модифицированный подшипник	с учетом сжимаемости	модифицированный подшипник
1	10	0.3	0.0100	0.0079	0.0206
2	20	0.3	0.0042	0.0025	0.0026
3	30	0.3	0.0022	0.0003	0.0015
4	40	0.3	0.0037	0.0013	0.0034
5	50	0.3	0.0077	0.0046	0.0060

Основные результаты. 1. Проведенное исследование привело к значительному расширению возможностей практического использования расчетных моделей радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием и канавкой, функционирующего в гидродинамическом режиме смазки. Эти достижения позволяют не только теоретически обосновать, но и на практике оценивать такие критически важные эксплуатационные характеристики, как величина гидродинамического давления,

нагрузочная способность и коэффициент трения. **2.** Исследование радиальных подшипников скольжения, принимающих в учет сжимаемость, показало значительное улучшение их эксплуатационных характеристик. Результаты исследований демонстрируют, что несущая способность таких подшипников уточняется на 14–16%, а коэффициент трения на 9–11%. Этот прогресс не только выявляет важные конструкционные аспекты, но и открывает новые перспективы для применения таких подшипников в различных инженерных сферах. **3.** Таким образом, созданная на теоретической основе и подтвержденная экспериментально новая методика разработки расчетных моделей радиальных подшипников скольжения с антифрикционным полимерным покрытием, имеющим канавку на поверхности и адаптированным профилем опорной поверхности для различных нагрузок, предназначена для инженерных проектировочных и проверочных расчетов. Она обеспечивает гидродинамический режим смазывания, значительно расширяя диапазон применения моделей и уточняя результаты расчетов. Эти новые модели могут быть полезны в таких отраслях, как машиностроение, авиастроение, приборостроение и других, где необходимо поддержание гидродинамического режима смазки.

Условные обозначения:

r_0 — радиус вала;

r_1 — радиус подшипниковой втулки;

\tilde{h} — высота канавки;

e — эксцентриситет;

ε — относительный эксцентриситет;

μ_0 — характерная вязкость;

μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

p' — гидродинамическое давление в смазочном слое;

α', β' — постоянная экспериментальная величина;

T — температура;

I — механический эквивалент тепла;

λ — теплопроводность смазочного материала;

$\eta = \frac{l}{\delta \tilde{h}}$ — конструктивный параметр;

$\eta_2 = \frac{l}{\delta}$ — конструктивный параметр, характеризующий канавку;

θ_1, θ_2 — соответственно угловые координаты канавки;

$u^*(\theta), v^*(\theta)$ — известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия;

Λ — параметр сжимаемости;

Q — расход смазочного материала в единицу времени;

C_p — теплоемкость при постоянном давлении;

$h(\theta)$ — толщина масляной пленки.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А. А. Благоднарова РАН и Ростовского государственного университета путей сообщения. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Isaacs N. S.* Liquid phase high pressure chemistry. New York—Chichester Brisbane—Toronto: Wiley-Interscience, 1981. 414 p.
2. *le Noble W. H.* Organic high-pressure chemistry. Amsterdam—Oxford—New York—Tokyo: Elsevier, 1988. 489 p.

3. *Marcus Y., Hefner G. T.* The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure // *H. Mol. Liquids*. 1997. № 73–74. P. 61.
4. *Kiselev V. D., Kashaeva E. A., Kononov A. I.* Pressure effect on the rate and equilibrium constant of the Diels-Alder reaction 9-chloroanthracene with tetracyanoethylene // *Tetrahedron*. 1999. V. 55. P. 1153.
5. *Riddick J. A.* Organic solvents. New York: John Wiley & Sons, 1986. 1325 p.
6. *Cibulka I., Zikova M.* Liquid densities at elevated pressures of 1-alkanols from C_1 to C_{10} : a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. 1994. V. 39. P. 876.
7. *Cibulka I., Hnedkovsky L.* Liquid densities at elevated pressures of n-alkanes from C_5 to C_{16} : a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. 1996. V. 41. P. 657.
8. *Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 3. Ethers, ketones, aldehydes, carboxylic acids, and esters // *J. Chem. Eng. Data*. 1997. V. 42 (1). P. 2.
9. *Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 4. Higher 1-alkanols (C_{11} , C_{12} , C_{14} , C_{16}), secondary, tertiary, and branched alkanols, cycloalkanoles, alkanediols, alkanetriols, ether alkanols, and aromatic hydroxyl derivatives // *J. Chem. Eng. Data*. 1997. V. 42. P. 415.
10. *Cibulka I., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 5. Aromatic hydrocarbons // *J. Chem. Eng. Data*. 1999. V. 44. P. 411.
11. *Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А.* Исследование на износостойкость радиального подшипника с нестандартным опорным профилем с учетом зависимости от давления и температуры // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2023. № 3. С. 42.
12. *Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А.* Исследование на износостойкость радиального подшипника, имеющего на нестандартной опорной поверхности полимерное покрытие с осевой канавкой // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2023. № 5. С. 25.
<https://doi.org/10.31857/S0235711923050103>