

Разработка нового математического метода моделирования модифицированной конструкции радиального подшипника для оценки коэффициента трения и нагрузочной способности

Е.А. Болгова, В.А. Кохановский, Ю.Н. Толкунова

Ростовский государственный университет путей сообщения

Аннотация: В статье предлагается разработка математической модели, которая включает в себя комплексный подход к моделированию взаимодействия поверхностей, учитывающий геометрические особенности канавки. Важным аспектом новизны работы является её валидация на основе экспериментальных данных. Для описания движения смазочного материала в рабочем зазоре применена модель, описывающая движение истинно вязкого смазочного материала, включающая уравнение неразрывности. Проведённые расчёты и эксперименты подтвердили адекватность предложенной модели, что свидетельствует о возможности её практического применения для инженерного анализа и проектирования. Результаты данной работы позволили улучшить понимание механизма движения смазочного материала в радиальных подшипниках скольжения, имеющих на поверхности вала полимерное покрытие с осевой канавкой. Также исследования показали, что наличие канавки на поверхности вала влияет на распределение давления, что, в свою очередь, отражается на триботехнических параметрах подшипника. Введение канавки способствует более эффективному распределению смазочного материала по рабочему зазору, увеличению несущей способности подшипника, уменьшению коэффициента трения и снижению износа контактных поверхностей.

Ключевые слова: Радиальный подшипник, оценка износостойкости, антифрикционное полимерное покрытие, канавка, гидродинамический режим, верификация.

Введение

Развитие современного машиностроения невозможно без постоянного совершенствования узлов трения, определяющих надежность и долговечность промышленного оборудования. В условиях возрастающих нагрузок и требований к энергоэффективности особое значение приобретает выбор материалов, способных обеспечить минимальные потери на трение и высокий ресурс работы узлов. Наиболее активно в этой области исследуются композиционные материалы и усовершенствованные металлические сплавы, которые демонстрируют устойчивость к износу и стабильность эксплуатационных характеристик в сложных условиях [1,2].

Композиты на основе полимерных матриц отличаются сочетанием низкой плотности, коррозионной стойкости и способности к модификации свойств путем введения наполнителей [3]. Металлические материалы, напротив, сохраняют лидирующие позиции благодаря своей механической прочности, теплопроводности и технологичности [4]. Их комплексное применение открывает возможности для создания трибоузлов нового поколения, где сочетаются преимущества обеих групп материалов.

Среди перспективных направлений особое место занимают фторопластсодержащие композиты. Они представляют собой полимерные системы, включающие фторопласт (PTFE) в качестве основной матрицы и различные наполнители, позволяющие улучшить их механические и трибологические свойства. Эти материалы обладают уникальным сочетанием низкого коэффициента трения, высокой химической стойкости, а также устойчивости к износу [5].

Использование фторопластовых покрытий на рабочих поверхностях подшипников обеспечивает формирование самосмазывающегося слоя, который снижает сопротивление скольжению и способствует быстрому установлению устойчивого гидродинамического режима [6].

Дополнительные наполнители повышают прочность и износостойкость покрытия, позволяя узлам скольжения работать в условиях высоких и переменных нагрузок, при этом обеспечивается равномерное распределение контактных напряжений [7]. Вместе с тем остаётся необходимость в оптимизации состава композитов, уточнении расчетных моделей работы узлов трения при переменных нагрузках.

Особое внимание уделяется проектированию подшипников скольжения с полимерными покрытиями. Развитие математических моделей позволяет описывать процессы взаимодействия поверхностей, прогнозировать поведение подшипников в реальных эксплуатационных условиях [8].

Несмотря на достигнутый прогресс, ряд вопросов остаётся открытым. В частности, требуется разработка комплексных моделей, учитывающих взаимодействие фторопластсодержащих покрытий, особенностей смазочных материалов и геометрии рабочих поверхностей. Решение этих задач позволит повысить надежность подшипников скольжения и расширить области их применения в современных машинах и механизмах.

Материалы и методы

Рассматривается установившееся движение в рабочем зазоре радиального подшипника. При этом вал вращается со скоростью Ω , а втулка неподвижна (рис. 1).

В полярной системе координат r', θ с полюсом в центре вала уравнения контуров вала с полимерным покрытием C_1 , вала с канавкой C_0 , подшипниковой втулки C_2 и втулки запишутся в виде:

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0, & C_0 : r' &= r_0 - \tilde{h}, \\ C_2 : r' &= r_1(1 + H), \end{aligned} \quad (1)$$

где $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots$, $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$, ε — относительный эксцентриситет.

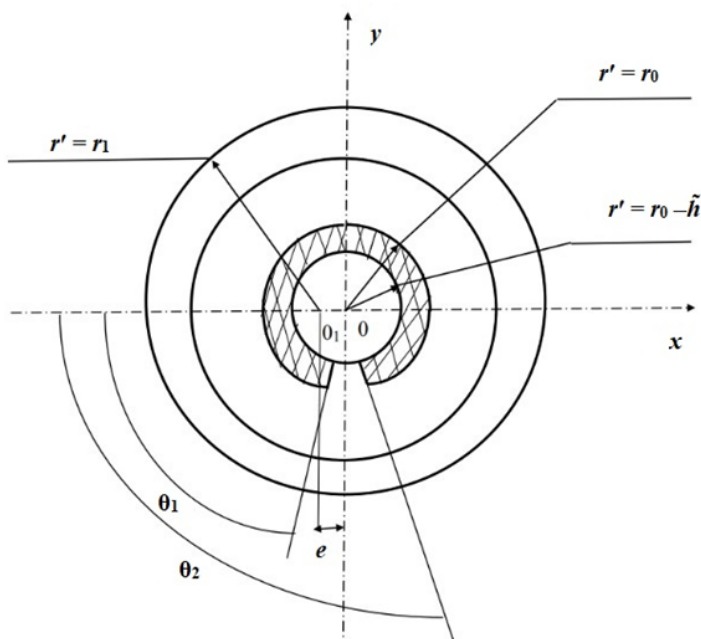


Рис. 1. – Расчетная схема трибоконтакта

Чтобы решить эту задачу, примем в качестве основы исходные уравнения: уравнение движения для несжимаемой жидкости в условиях «тонкого слоя» и уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial p'_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0, \quad (2)$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала; $v_{\theta_i}, v_{r'_i}$ — компоненты вектора скорости смазочной среды.

Для их решения требуется задание граничных условий, которые определяют поведение скорости жидкости на границах исследуемого объема:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1(1 + H) = h'(\theta); \\ v_{r'} &= 0 \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \quad \text{при} \quad r' = r_0; \\ v_{r'} &= 0 \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при} \quad r' = r_0 - \tilde{h}; \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g, \quad r_0 - \tilde{h} = h_0^* \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Переход к безразмерным величинам реализуется на основе следующих формул:

$$\begin{aligned} v_\theta &= \Omega v(r_0 - \tilde{h}), \quad v_{r'} = \Omega \delta u, \quad p' = p^* p, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2}, \\ \mu' &= \mu_0 \mu, \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}, \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r, \quad \delta = r_1 - (r_0 - \tilde{h}), \\ v_\theta &= \Omega v r_0, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}, \quad r' = r_0 + \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \end{aligned} \quad (4)$$

где μ_0 — характерная вязкость; p' — гидродинамическое давление в смазочном слое; α' — постоянная.

Выполняя подстановку (4) в систему дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (3), получим:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0 \quad (5)$$

и граничные условия

$$\begin{aligned} u &= 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0 - \tilde{h}, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ u &= 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ u &= 0, \quad v = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta = h(\theta); \\ p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}, \quad Q = \text{const}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$.

По известному методу [9,10] автомодельное решение задачи (5) представляет собой эффективный подход для исследования динамических систем, с учетом (6) в результате для полей скоростей и давления получаем:

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

$$\begin{aligned}\tilde{\psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2}(\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right)\xi_3 + 1; \\ p_1 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left((\theta - 2\eta \sin \theta) - \frac{12(1 - \eta^2)}{2 + \eta^2}(\theta - 3\eta \sin \theta) \right); \\ p_2 &= \frac{p_g}{p^*} + \frac{6(\theta - \theta_1)}{(1 + \tilde{h})^2} \left[\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \frac{\tilde{h}(\sin \theta - \sin \theta_1)}{\theta - \theta_1} \cdot \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2}\right) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right) \right]; \\ p_3 &= \frac{p_g}{p^*} + 6(\theta - \theta_2) \left[\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \frac{\eta}{\theta - \theta_2}(\sin \theta - \sin \theta_2) \times \right. \\ &\quad \left. \times \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2}\right) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi}\right) \right];\end{aligned}\quad (7)$$

Зная формулы для гидродинамического давления и скорости, мы можем получить аналитические уравнения для расчетов несущей способности и силы трения:

$$\begin{aligned}R_x &= \frac{6\mu_0 r_0^3 \Omega}{2\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*}\right) \cos \theta d\theta + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*}\right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*}\right) \cos \theta d\theta \right]. \\ R_y &= \frac{6\mu_0 \omega r_0^3}{2\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*}\right) \sin \theta d\theta + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*}\right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*}\right) \sin \theta d\theta \right]. \\ L_{\text{тр}} &= \mu \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(\theta)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_1'(\theta)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(\theta)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}_2'(\theta)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right) d\theta + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(\theta)}{h(\theta)} + \frac{\tilde{v}_3'(\theta)}{h(\theta)} \right) d\theta \right].\end{aligned}\quad (8)$$

Выведенные аналитические выражения дают возможность количественно оценить несущую способность, силу трения и коэффициент трения, что позволяет прогнозировать работоспособность подшипников при различных режимах нагрузки. На их основе целесообразно провести

экспериментальные исследования, направленные на подтверждение адекватности расчетной модели и уточнение её применимости в реальных условиях эксплуатации.

Экспериментальная часть

Для проверки адекватности предложенной теоретической модели были проведены лабораторные испытания подшипников скольжения с фторопластсодержащим полимерным покрытием. Испытывались два типа образцов: без канавки и с осевой канавкой различной ширины (1–8 мм). Все образцы имели одинаковый диаметр ($r = 20$ мм) и работали при одинаковых условиях смазки.

Испытания выполнялись на триботехнической установке, обеспечивающей возможность изменения удельного давления в диапазоне $\sigma = 3,8\text{--}19$ МПа и скорости скольжения $V = 0,1\text{--}3$ м/с. В качестве смазочного материала использовалось масло с динамической вязкостью $\mu_0 = 0,0707\text{--}0,0076$ Н·с/м².

Нагрузка на подшипники увеличивалась пошагово, в пять этапов, до достижения максимального значения 19 МПа. На каждом этапе фиксировались коэффициент трения, несущая способность, а также параметры износа. Дополнительно контролировалась температура поверхности, чтобы исключить перегрев и влияние термических деформаций.

Для оценки достоверности результатов каждое испытание повторялось не менее трёх раз. Полученные данные подвергались статистической обработке с использованием методов дисперсионного анализа, что позволило выделить значимые различия между образцами с канавкой и без неё.

Результаты наблюдений

На начальных стадиях работы все образцы проходили короткий период приработки, сопровождавшийся повышенными значениями коэффициента

трения. После его завершения система стабилизировалась, и подшипники переходили в режим устойчивого гидродинамического трения. При этом образцы с канавкой демонстрировали более быстрое установление стабильного режима по сравнению с контрольной группой.

В образцах с канавкой величина износа оказалась меньше, что указывает на дополнительный положительный эффект геометрической модификации. Малые значения измеренного износа позволяют предположить, что доминирующим процессом является не абразивное разрушение, а ползучесть материала покрытия с последующим вытеснением смазочного слоя.

Анализ различных ширин канавки показал, что ширина 4 мм обеспечивает оптимальные эксплуатационные характеристики: несущая способность увеличивается на 9–11 %, а коэффициент трения снижается на 6–9 % в исследованном диапазоне нагрузок и скоростей.

Интерпретация результатов

Сравнение полученных данных с расчётными зависимостями подтвердило адекватность теоретической модели. Совпадение трендов (Рис.2.) изменения несущей способности и коэффициента трения указывает на то, что предложенные уравнения корректно отражают основные закономерности работы узла трения.

Таким образом, экспериментальная часть не только подтвердила справедливость теоретических предположений, но и выявила оптимальные параметры конструкции подшипника для достижения наилучших эксплуатационных характеристик.

Заключение

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования показали, что использование фторопластсодержащих полимерных покрытий в подшипниках скольжения улучшает их эксплуатационные характеристики.

Наличие осевых канавок на поверхности вала способствует более равномерному распределению смазочного материала, ускоряет установление устойчивого гидродинамического режима и снижает износ рабочих поверхностей.



Рис. 2. – Результаты исследования

Оптимальная геометрия канавки обеспечивает повышение несущей способности и снижение трения, что повышает стабильность работы узлов

при различных режимах нагрузки. Верификация теоретической модели экспериментальными данными подтвердили её адекватность и практическую применимость при проектировании подшипников с полимерными покрытиями.

Литература

1. Машков Ю. К. Трибофизика металлов и полимеров. Омск: ОГТУ, 2013. 240 с.
2. Ахвердиев К. С., Лагунова Е. О., Мукутадзе М. А. Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом зависимости вязкости и электропроводимости от температуры // Вестник Донского государственного технического университета. 2009. Т. 9, № 3(42). С. 529-536.
3. Кохановский В. А., Камерова Э. А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. №1. С. 34–37.
4. Wen S.-Z, Zhong S. D., Kan W. Q., Zhao P. S., He Y. C. Experimental and theoretical investigation on the hydrochromic property of Ni(II)-containing coordination polymer with an inclined 2D–3D polycatenation architecture // Journal of Molecular Structure. 2022. No 1269. P. 133753.
5. Jin L., Cao W., Wang P., Song N., Din P. Interconnected MXene/Graphene network constructed by soft template for multi-performance improvement of polymer composites. Nano-Micro Letters. 2022. No 14(1). P. 133.
6. Robertson B.P., Calabrese M.A. Evaporation-controlled dripping onto-substrate (DoS) extensional rheology of viscoelastic polymer solutions. Scientific Reports. 2022. №12 (1). P. 4697.
7. Khatak P., Garg H. C. Performance analysis of capillary compensated hybrid journal bearing by considering combined influence of thermal effects and micropolar lubricant // Journal of Tribology. 2016. Vol. 139, No 1. P. 011707

8. Ахвердиев К. С., Мукутадзе М. А., Лагунова Е. О., Солоп К. С. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от давления // Инженерный вестник Дона. 2013. №4. URL: ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2200
9. 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 : International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering 2019, Vol. 378. P. 012021. DOI:10.1088/1755-1315/378/1/012021.
10. Мукутадзе М. А., Опацких А. Н., Болгова Е. А. Оценка износостойкости по коэффициенту трения при учете зависимости вязкости от давления и температуры модифицированной конструкции радиального подшипника // Инженерный вестник Дона. 2024. № 11. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n11y2024/9607

References

1. Mashkov Yu. K. Tribofizika metallov i polimerov [Tribophysics of metals and polymers]. Omsk: OGTU, 2013. 240 p.
2. Akhverdiev K. S., Lagunova E. O., Mukutadze M. A. Bulletin of the Don State Technical University. 2009. Vol. 9, No. 3(42). pp. 529-536.
3. Kokhanovsky V. A., Kamerova E. A. Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah. 2014. No 1. pp. 34–37
4. Wen S. Z, Zhong S. D., Kan W. Q., Zhao P. S., He Y. C. Journal of Molecular Structure. 2022. No 1269. P. 133753.
5. Jin L., Cao W., Wang P., Song N., Din P. Nano-Micro Letters. 2022. No 14(1). P. 133.
6. Robertson B.P., Calabrese M.A. Scientific Reports. 2022. No 12(1). P. 4697.



7. Khatak P., Garg H. C. Journal of Tribology. 2016. Vol. 139, No 1. P. 011707

8. Akhverdiev K. S., Mukutadze M. A., Lagunova E. O., Solop K. S. Inzhenernyj vestnik Dona. 2013. No 4. URL: ivdon.ru/magazine/archive/n4y2013/2200

9. Mukutadze M. A., Vasilenko V. V., Mukutadze A. M., Opatskikh A. N. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering 2019, Vol. 378. P. 012021. DOI:10.1088/1755-1315/378/1/012021.

10. Mukutadze M. A., Opatskikh A. N., Bolgova E. A. Inzhenernyj vestnik Dona. 2024. No 11. URL :ivdon.ru /ru/magazine/archive/n11y2024/ 9607.

Дата поступления: 15.08.2025

Дата публикации: 26.09.2025