

УДК 621.822.17

DOI 10.17513/snt.40298

РАЗРАБОТКА НОВОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МЕТОДА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ МОДИФИЦИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ТРЕНИЯ

Болгова Е.А., Мукутадзе М.А., Чуб Е.Г.

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»,
Ростов-на-Дону, e-mail: murman1963@yandex.ru

Цель данной работы заключалась в создании модели, позволяющей спрогнозировать поведение смазочного материала в условиях эксплуатации подшипника скольжения с учетом более сложных факторов, таких как сжимаемость и изменение вязкости под воздействием давления. Разработка модели учитывает комплексное поведение микрополярного смазочного материала, который проявляет изменения вязкости под воздействием давления. Кроме того, необходимо учитывать взаимодействие смазочного материала с атмосферными газами, что может влиять на его сжимаемость и, следовательно, на общие эксплуатационные свойства. Основной аспект предлагаемой модификации конструкции радиального подшипника – наличие полимерного покрытия с канавкой. Такое решение позволяет достичь более равномерного и эффективного распределения смазочного материала по поверхности подшипника. Канавка, выполненная в слое полимерного покрытия, способствует направлению смазки в зону трения, минимизируя контактный износ и снижая коэффициент трения. Разработанный подход основывается на интеграции методов математического моделирования и экспериментального анализа, что позволяет учитывать сложные физико-химические свойства смазочного материала. Для оценки сжимаемости конструкции радиального подшипника скольжения применяется нелинейная модель. В рамках этой модели давление и температура рассматриваются как взаимосвязанные параметры, оказывающие влияние на вязкость микрополярного смазочного материала. Итогом исследования является новая расчетная модель, способствующая повышению точности определения эксплуатационных характеристик подшипника на стадии его проектирования.

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

DEVELOPMENT OF A NEW MATHEMATICAL MODELING METHOD FOR EVALUATING THE WEAR RESISTANCE OF A MODIFIED RADIAL BEARING DESIGN BASED ON THE COEFFICIENT OF FRICTION

Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Chub E.G.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, e-mail: murman1963@yandex.ru

The purpose of this work was to create a model that makes it possible to predict the behavior of a lubricant under the operating conditions of a sliding bearing, taking into account more complex factors, such as compressibility and changes in viscosity under pressure. The development of the model takes into account the complex behavior of a micropolar lubricant that exhibits changes in viscosity under pressure. In addition, it is necessary to take into account the interaction of the lubricant with atmospheric gases, which can affect its compressibility and, consequently, its overall performance properties. The main aspect of the proposed modification of the radial bearing design is the presence of a polymer coating with a groove. This solution makes it possible to achieve a more uniform and efficient distribution of lubricant over the bearing surface. The groove made in the polymer coating layer helps guide the lubricant into the friction zone, minimizing contact wear and reducing the coefficient of friction. The developed approach is based on the integration of mathematical modeling and experimental analysis methods, which makes it possible to take into account the complex physico-chemical properties of the lubricant. A nonlinear model is used to evaluate the compressibility of the radial sliding bearing structure. In this model, pressure and temperature are considered as interrelated parameters that affect the viscosity of a micropolar lubricant. The result of the study is a new calculation model that helps to increase the accuracy of determining the bearing's performance characteristics at the design stage.

Keywords: radial bearing, wear resistance assessment, antifriction polymer coating, groove, hydrodynamic mode, verification

Введение

Разработка новых фторопластовых покрытий – сложный многоэтапный процесс, ключевым звеном которого являются всесторонние испытания. Успешное применение этих материалов, основанных на полифторированных углеводородах (ПФУ), во многом

зависит от их способности противостоять износу, воздействию высоких температур и агрессивных химических сред. Испытания на износостойкость, проводимые на разных этапах разработки, включают в себя определение коэффициента трения, износа и устойчивости к абразивному воздействию [1].

Изучение трибологических характеристик материалов покрытий для подшипников скольжения – важная задача, напрямую влияющая на их износостойкость и срок службы. Трибологические свойства определяются комплексом факторов, таких как трение, износ, адгезия и прочность покрытия [2]. Проведение лабораторных испытаний позволяет выявить слабые места материалов и разработать рекомендации по улучшению их состава. Так, использование различных наполнительных веществ, добавок и модификаторов может значительно повысить эксплуатационные характеристики полимерных покрытий [3].

Процессы оптимизации состава полимерных покрытий охватывают как практические, так и теоретические аспекты. Практические методы основаны на испытаниях различных составов и параметров нанесения, что помогает выявлять основные закономерности и устанавливать наилучшие условия для формирования качественного покрытия [4]. В свою очередь, теоретические методы включают моделирование и численные вычисления, что позволяет прогнозировать функционирование покрытий в разнообразных условиях эксплуатации и уменьшить объем дорогих и времязатратных испытаний [5].

Основные цели проведения исследований в области моделирования взаимодействий в системе «материал покрытия – базовый материал подшипника» включают: детализацию механизмов взаимодействия на микроструктурном уровне, установление ключевых факторов, которые способствуют износу и разрушению системы, разработку более совершенных моделей для повышения точности предсказаний поведения материалов [6]. Для достижения целей требуется междисциплинарное взаимодействие, включающее следующие направления: материаловедение, для изучения характеристик используемых покрытий и основы подшипников; механику, для моделирования того, как материалы ведут себя под воздействием нагрузок; трибологию, для анализа процессов, связанных с трением, износом и смазкой [7].

Исследования показали, что изменения в температуре оказывают значительное воздействие на молекулярную структуру полимерных покрытий. При повышении температуры наблюдается увеличение подвижности молекул в полимерах, что приводит к эффекту «размягчения» материала. Этот эффект, в свою очередь, сопровождается снижением прочности на разрыв и модуля упругости, что может вызвать нежелательное увеличение коэффициента трения и ускорение износа материала [8, 9].

Давление – еще один важный эксплуатационный фактор, влияющий на работу трибоузлов с полимерными покрытиями. Увеличение давления на контактную поверхность приводит к снижению толщины полимерного слоя, что может вызывать его преждевременный выход из строя. Оптимизация давления позволяет не только увеличить срок эксплуатации покрытия, но и улучшить нагрузочную способность трибоузлов [10].

Покрытие подшипников полиамидными и полиуретановыми материалами способствует значительному снижению коэффициента трения. Это достигается за счет образования стабильной смазочной пленки при гидродинамическом и граничном трении, которая минимизирует прямой контакт между поверхностями, тем самым уменьшая износ и повышая срок службы подшипников [11, 12].

Моделирование процессов в зоне трения представляет собой ключевое направление в исследовании износостойкости и долговечности механических систем. В рамках исследований, проведенных в работах, акцент делается на взаимодействии геометрии поверхности подшипника и эксплуатационных характеристик смазочных материалов [13, 14]. Параметрическая оптимизация является важным инструментом, позволяющим находить оптимальные соотношения между геометрическими параметрами, механическими свойствами и режимами нагружения.

Цель данной работы заключалась в создании модели, позволяющей спрогнозировать поведение смазочного материала в условиях эксплуатации подшипника скольжения с учетом более сложных факторов, таких как сжимаемость и изменение вязкости под воздействием давления.

Материалы и методы исследования

В рамках настоящей работы рассматривается модифицированный радиальный подшипник с целью оценки его износостойкости. Для выполнения задачи предполагается соблюдение нескольких основных допущений: течение жидкости турбулентное, а также жидкость является сжимаемой и обладает микрополярыми свойствами.

Рассматриваются уравнения контуров для различных элементов в полярной системе координат: вала с полимерным покрытием, вала без покрытия (с канавкой) и подшипниковой втулки. Полнос системы координат расположен в центре вала (рисунок):

$$r' = r_0, \quad r' = r_0 - \tilde{h}, \quad r' = r_1(1 + H). \quad (1)$$

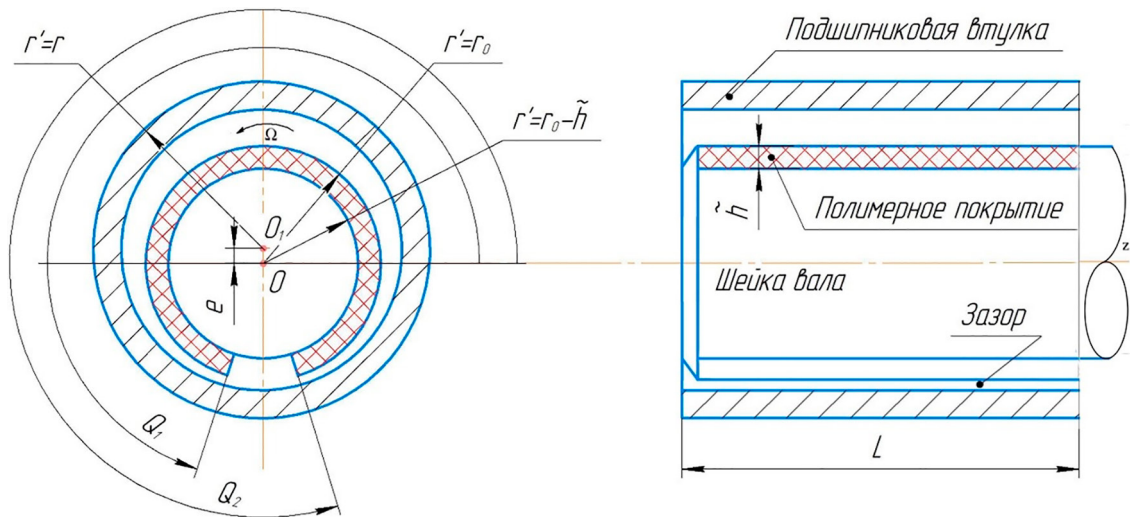


Схема трибоконтакта
Источник: составлено авторами

Для жидкостей зависимость вязкости от температуры может быть описана уравнениями, которые показывают экспоненциальное уменьшение вязкости с повышением температуры:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha'p' - \beta'T'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\alpha'p' - \beta'T'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\alpha'p' - \beta'T'}. \quad (2)$$

Для разработки расчетной модели, которая учитывает динамику жидкости, используются три основных уравнения. Эти уравнения формируют основу для понимания и моделирования движения жидкости в различных условиях: уравнение, учитывающее динамику и взаимодействие жидкости внутри рабочего зазора; уравнение в механике жидкостей, которое обеспечивает сохранение массы в системе; уравнение, учитывающее изменения в физическом состоянии жидкости:

$$\begin{aligned} (2\mu' + \kappa') \left(\frac{\partial^2 v_{\theta i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial r'} \right) &= \frac{1}{r'} \frac{dp'_i}{d\theta} - \kappa' \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'}, \\ \gamma' \left(\frac{\partial^2 v'_i}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_i}{\partial r'} \right) &= \kappa' v'_i + \kappa' \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial r'}, \quad \frac{\partial(\rho' v'_{r'_i})}{\partial r'} + \frac{(\rho' v'_{r'_i})}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial(\rho' v_{\theta i})}{\partial \theta} = 0, \\ p' &= \frac{\lambda \Omega^2 r'^2}{2} \rho'. \end{aligned} \quad (3)$$

Поведение скорости жидкости на границах исследуемого объема:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1(1+H); \\ v_{r'} &= 0, \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h}; \\ v'_{r'} &= 0, \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \quad \text{при} \quad r' = r_0; \\ p(0) &= p(\theta) = p_g; \quad r_0 - \tilde{h} = h^* \quad \text{при} \quad \theta_1 < \theta < \theta_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Для удобства решения применяем стандартную методику перехода к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned}
 r' &= (r_0 - \tilde{h}) + \delta r; \quad \delta = r_1 - (r_0 - \tilde{h}); \quad v_{r'} = \Omega \delta u, \quad v_\theta = \Omega v (r_0 - \tilde{h}); \\
 p' &= p^* p; \quad p^* = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{2\delta^2}; \\
 v' &= v, \quad \mu' = \mu_0 \mu, \quad \kappa' = \kappa_0 \kappa, \quad \gamma' = \gamma_0 \gamma, \\
 N^2 &= \frac{\kappa_0}{2\mu_0 + \kappa_0}; \quad N_1 = \frac{2\mu_0 l^2}{\delta^2 \kappa_0}; \quad l^2 = \frac{\gamma_0}{4\mu_0}; \quad \rho^* = \frac{2p_g}{\lambda \Omega^2 r_0^2}, \quad \rho' = \rho^* \rho. \quad (5) \\
 T^* &= \frac{\mu_0 \Omega^2 (r_0 - \tilde{h})^2}{J \lambda}, \quad \beta = T^* \beta', \quad T' = T^* T.
 \end{aligned}$$

Выполняя подстановку (5) в систему дифференциальных уравнений (3)–(4), получим

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v_i}{\partial r} &= \frac{1}{\Lambda} \cdot \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}, \\
 \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} - \frac{v_i}{N_1} - \frac{1}{N_1} \cdot \frac{du_i}{dr} &= 0, \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial r} = 0, \quad p = \rho, \\
 u &= 0, \quad v = 0, \quad v = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta = h(\theta); \\
 u &= 1, \quad v = 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\
 u &= 1, \quad v = 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0 - \tilde{h}, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;
 \end{aligned} \quad (6)$$

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

$$Q = \text{const}, \quad p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1).$$

Для определения влияния ключевых факторов учитывается малость зазора и условия при которых параметр $(1 / N_1) \ll 1$:

$$\begin{aligned}
 v_i &= \frac{1}{2h} (r^2 - rh), \\
 \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2h} (2r - h) &= \frac{1}{\Lambda} \cdot \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}, \\
 \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial r} &= 0, \quad p = \rho. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Для упрощения анализа системы применим известный метод [15]:

$$\begin{aligned}
 \rho v_i &= \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad \rho u_i = -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta), \\
 \Psi_i(r, \theta) &= \tilde{\Psi}_i(\xi_i), \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{V}_i(\xi_i), \\
 U_i(r, \theta) &= -p \tilde{U}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta), \\
 \xi_i &= \frac{r_i}{h(\theta)} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi, \\
 \xi_i &= \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2 \\
 u'_i(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{V}'_i(\xi_i) &= 0, \\
 \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{je^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \left[\frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)} \right], \quad (i=1,3), \\
 \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{je^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= \left[\frac{b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right]. \quad (8)
 \end{aligned}$$

В результате интегрирования были получены аналитические выражения, которые описывают поле скоростей и гидродинамическое давление в системе:

$$\begin{aligned}
 \tilde{\Psi}'_i(\xi_i) &= a_1 \frac{\xi_i}{2} (\xi_1 - 1), \quad \tilde{U}_i(\xi_i) = b_1 \frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2} \left(\frac{\xi_1^3}{3} - \frac{\xi_1^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12} + \frac{b_1}{2} + 1 \right) \xi_1, \\
 p_1 &= \frac{p_g}{p^*} + 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left((\theta - 2\eta \sin \theta) - \frac{2(1 - \eta^2)}{(2 + \eta^2)p} (\theta - 3\eta \sin \theta) \right); \\
 \tilde{\Psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2^2}{2} - a_2 \frac{\xi_2}{2}, \quad \tilde{U}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \frac{N^2}{2} \left(\frac{\xi_2^3}{3} - \frac{\xi_2^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12} + \frac{b_2}{2} + 1 \right) \xi_2 + 1; \\
 p_2 &= \frac{p_g}{p^*} + \frac{6\Lambda(\theta - \theta_1)}{(1 + \tilde{h})^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \frac{\tilde{\eta}(\sin \theta - \sin \theta_1)}{\theta - \theta_1} \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi p} \sin \theta_1 \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \right]; \\
 \tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3^2}{2} - a_3 \frac{\xi_3}{2}, \quad \tilde{U}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \frac{N^2}{2} \left(\frac{\xi_3^3}{3} - \frac{\xi_3^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12} + \frac{b_3}{2} + 1 \right) \xi_3 + 1;
 \end{aligned}$$

$$p_3 = \frac{p_g}{p^*} + 6\Lambda(\theta - \theta_2) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \frac{\eta}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) + \frac{\eta}{2\pi p} \sin \theta_2 \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \right] \quad (9)$$

Гидродинамическое давление можно определить из аналитических уравнений

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} = \left[\frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)} \right], \quad (i=1,3), \\ \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} = \left[\frac{b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right]. \quad (10)$$

С учетом закономерностей изменения скорости диссипации механической энергии из (7) определяется функция $\mu(\theta)$:

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} = \frac{\alpha b_i}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \\ + \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta))}{T^*C_p\delta^2 a_i} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h^3(\theta)} \right)^2 d\xi, \quad (i=1,3); \\ \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} = \frac{\alpha b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\alpha a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} + \\ + \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta) + \tilde{h})}{T^*C_p\delta^2 a_2} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right)^2 d\xi. \quad (11)$$

Аналитические выражения для давления:

$$p_i = \Lambda\mu_i(\theta) \left(b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + \frac{p_g}{p^*}. \quad (12)$$

Результаты исследования и их обсуждение

В табл. 1 представлены результаты численных проверок на основе предложенной теоретической модели. Были протестированы значения параметра сжимаемости $\Lambda = 0,1-0,5$, напряжения σ в диапазоне 4–20 МПа, чтобы убедиться в точности и применимости модели в широком диапазоне сценариев.

Экспериментальные исследования металлополимерных подшипников, покрытых полимерным композитом на основе фторопласта и оснащенных маслоподдерживаю-

щими канавками, направлены на проверку разработанных теоретических моделей.

Первая часть исследований сосредоточена на проверке теоретических расчетных моделей, учитывающих влияние маслоподдерживающих канавок на основные эксплуатационные характеристики подшипников.

Методика включала моделирование различных условий эксплуатации с учетом варьирующейся скорости, нагрузки и температур. Эти данные позволили судить о валидности моделей и откалибровать их в отношении разнородных сред и эксплуатационных ситуаций.

Таблица 1

Результаты теоретического исследования

№	σ , МПа	Параметр сжимаемости А				
		0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
		Коэффициент трения				
1	4	0,0095	0,0130	0,0091	0,0078	0,0052
2	8	0,0073	0,0074	0,0075	0,0058	0,0044
3	12	0,0050	0,0042	0,0041	0,00207	0,00204
4	16	0,0039	0,0041	0,0040	0,00201	0,00202
5	20	0,00208	0,0040	0,0039	0,00205	0,00201

Таблица 2

Сравнительный анализ результатов исследования

№ п/п	Режим		Коэффициент трения		
			Теоретический результат		Экспериментальное исследование
	σ , МПа	V , м/с	без учета сжимаемости	с учетом сжимаемости	
1	4	0,3	0,0170	0,0161	0,0163
2	8	0,3	0,0130	0,0122	0,0125
3	12	0,3	0,0095	0,0083	0,0085
4	16	0,3	0,0085	0,0078	0,0080
5	20	0,3	0,0077	0,0072	0,0074

Вторая часть сфокусирована на проведении комплексного эксперимента. Подшипники тестировались с различными профилями канавок, наполненных маслом. Эксперименты проводились в условиях, указанных в табл. 2, которая охватывает разнообразные режимы работы, включая изменение скорости вращения, разнообразие уровни нагрузки, различные температуры окружающей среды. Эти эксперименты преследовали цель выявления зависимости эксплуатационных параметров подшипников от условий работы. Собранные данные служат подтверждением способности моделей представлять реальное поведение системы, и предложенные подходы к оптимизации канавок показали увеличение эффективности подшипников в большинстве изученных режимов.

Заключение

Проведенное исследование позволило разработать расчетную модель, повышающую точность установления эксплуатационных характеристик подшипника на этапе его проектирования.

Благодаря проведенному теоретическому анализу были достигнуты следующие результаты:

- Уточнение несущей способности на 5–7%. Это достижение позволяет более точно оценивать и прогнозировать поведение подшипников под нагрузкой.

- Уточнение коэффициента трения на 6–8%. Более точные данные о коэффициенте трения позволяют оптимизировать конструкцию и материалы, снижая износ и энергопотребление в процессе эксплуатации.

Практическое значение: итогом проведенного исследования стала возможность устанавливать основные эксплуатационные характеристики подшипника на этапе проектирования.

Условные обозначения

r_0 – радиус вала с полимерным покрытием;
 r_1 – радиус подшипниковой втулки; e – эксцентриситет; ε – относительный эксцентриситет; $\tilde{h}$ – высота канавки; μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала; κ' , γ' – коэффициенты вязкости микрополярного смазочного материала; μ_0 –

характерная вязкость неньютоновского смазочного материала; α' – экспериментальная постоянная величина; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое; κ_0 , γ_0 – характерная вязкость микрополярного смазочного материала; v_{θ} , $v_{r'}$ – компоненты вектора скорости смазочной среды; Λ – параметр сжимаемости; $\eta = 1/\delta$ – конструктивный параметр; θ_1 , θ_2 – соответственно угловые координаты канавки; $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ – известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки; Q – расход смазочного материала в единицу времени.

Список литературы

1. 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.
2. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Исследование на износостойкость радиального подшипника с нестандартным опорным профилем с учетом зависимости вязкости от давления и температуры // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 3. С. 42–49. DOI: 10.52261/02346206-2023-3-42.
3. Polyakov R., Majorov S., Kudryavcev I., Krupenin N. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability // Vibroengineering Procedia: 44, Vibration and Acoustics in Civil Engineering and Fault Diagnostics. Dubai, 2020. P. 61–67. DOI: 10.21595/vp.2020.21379.
4. Kornaeva E.P., Kornaev A.V., Kazakov Yu.N., Polyakov R.N. Application of Artificial Neural Networks to Diagnostics of Fluid-Film Bearing Lubrication // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 734. P. 012154. DOI: 10.1088/1757-899X/734/1/012154.
5. Shutin D.V., Polyakov R.N. Active hybrid bearings as mean for improving stability and diagnostics of heavy rotors of power generating machinery // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 862. P. 032098. DOI: 10.1088/1757-899X/862/3/032098. EDN ALEEJ.
6. Поляков Р.Н., Савин Л.А., Внуков А.В. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2018. № 1 (327). С. 66–71. URL: https://oreluniver.ru/public/file/archive/ZHurnal_1.pdf (дата обращения: 12.01.2025).
7. Сайфуллаева Г.И., Негматов С.С., Абед Н.С., Негматова К.С., Камалова Д.И. Исследование электропроводящих композиционных термореактивных полимерных материалов и покрытий на их основе для триботехнического назначения // Universum: технические науки. 2020. № 12 (81). URL: <https://universum.com/ru/tech/archive/item/11102> (дата обращения: 15.10.2024).
8. Икромов Н.А., Расулов Д.Н. Объекты и методики исследования композиционных полимерных материалов // Современные научные исследования и инновации. 2020. № 10. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2020/10/93640> (дата обращения: 15.10.2024).
9. Zinoviev V.E., Kharlamov P.V., Zinoviev N.V., Kornienko R.A. Analysis of Factors Affecting the Strength of Fixed Bonds Assembled Using Metal-Polymer Compositions // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 900. P. 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012009.
10. Харламов П.В. Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе «железнодорожный путь – подвижной состав» // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 1. С. 122–129. DOI: 10.46973/0201-727X-2021-1-122.
11. Харламов П.В. Применение физико-химического подхода для изучения механизма образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 3. С. 37–45. DOI: 10.46973/0201-727X-2021-3-37.
12. Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Богданов В.М., Фейзов Э.Э., Харламов П.В., Фейзова В.А. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2019. Т. 78, № 3. С. 177–182. DOI: 10.21780/2223-9731-2019-78-3-177-182.
13. Shapovalov V.V., Kolesnikov V.I., Kharlamov P.V., Kornienko R.A., Petrik A.M. Improving the efficiency of the path – rolling stock system based on the implementation of anisotropicfrictional bonds // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 900 (1). P. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012011.
14. Киришцева В.И., Мукутадзе М.А. Исследование износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале // Омский научный вестник. 2022. № 4 (184). С. 41–45. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-184-41-45.
15. Мукутадзе М.А., Абдулрахман Х.Н., Шведова В.Е., Бадахов Г.А., Зиновьев Н.В. Исследования на износостойкость конструкции радиального подшипника с учетом реологических свойств микрополярного смазочного материала // Омский научный вестник. 2023. № 3 (187). С. 5–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-187-5-14.