



МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.822.17

Е.А. БОЛГОВА

аспирант кафедры «Высшая математика»¹

E-mail: bolgova_katya6@mail.ru

М.А. МУКУТАДЗЕ, д-р техн. наук, проф.

заведующий кафедрой «Высшая математика»¹

E-mail: murman1963@yandex.ru

¹Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Поступила в редакцию 16.04.2025.

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ТРЕНИЯ МОДИФИЦИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ СМАЗКИ

В данной работе представлена математическая модель для анализа работы модифицированного радиального подшипника скольжения, функционирующего на истинно-вязком смазочном материале. Модифицированная конструкция подшипника отличается нестандартным профилем опоры подшипниковой втулки и наличием полимерного покрытия с осевой канавкой на поверхности вала. Разработанная математическая модель учитывает ключевые факторы, влияющие на работу подшипника: вязкость смазочного материала, параметры конструкции подшипника (включая геометрические характеристики полимерного покрытия с канавками и форму опорного профиля втулки), а также влияние тепловых и механических нагрузок на величину рабочего зазора. Для моделирования гидродинамических процессов в смазочном слое использованы методы вычислительной гидродинамики и численные методы, позволившие получить детальные данные о распределении давления и скорости. В основе математической модели лежат уравнение движения жидкого смазочного материала в приближении «тонкого слоя» и уравнение неразрывности. Валидация модели проведена путем сопоставления результатов расчетов с данными лабораторных испытаний, что подтверждает ее адекватность и применимость для анализа и оптимизации характеристик подобных подшипниковых узлов. Результаты исследования подчеркивают значительную роль ширины канавки в полимерном покрытии и адаптации профиля опорной поверхности под реальные условия эксплуатации. Полученные данные могут быть использованы для проектирования и оптимизации подшипниковых узлов с улучшенными характеристиками трения.

Ключевые слова: модифицированный радиальный подшипник, математическая модель, турбулентное течение, коэффициент трения

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-54-62>

Введение. Возрастающие требования к надежности и долговечности узлов трения в транспортной технике диктуют необходимость разработки принципиально новых конструкций и технологических решений. В частности, для эффективного функционирования высоконагруженных узлов трения,

подверженных интенсивным нагрузкам и высоким температурам, важным является внедрение надежных механизмов, обеспечивающих оптимальные условия смазывания и повышенную износостойкость.

Разработка надежных и долговечных трибологических узлов подразумевает тщательный

выбор материалов и прогнозирование их поведения в сложных условиях эксплуатации [1]. Современные технологии предъявляют повышенные требования к компонентам, особенно в части износостойкости, термостойкости и способности выдерживать высокие нагрузки. В этой связи полимерные материалы, демонстрирующие уникальное сочетание свойств, все чаще рассматриваются как перспективное решение для применения в трибологических системах [2, 3].

Одним из эффективных способов улучшения характеристик подшипников является применение полимерных материалов с добавлением различных модификаторов. Эти модификаторы могут существенно влиять на трибологические свойства, износостойкость, демпфирующую способность и другие важные параметры подшипников [4, 5].

Модификация полимеров с использованием различных наполнителей позволяет целенаправленно изменять их физико-механические свойства, такие как износостойкость, коэффициент трения и термическую стабильность, адаптируя их к специфическим условиям эксплуатации [6].

Особый интерес представляет создание полимерных покрытий с канавками на поверхности. Данная конструктивная особенность позволяет поддерживать гидродинамический режим смазывания, обеспечивая оптимальное распределение смазочного материала и минимизируя прямой контакт между трущимися поверхностями. Это, в свою очередь, снижает износ и увеличивает срок службы подшипника [7]. Осевая канавка играет важную роль в обеспечении притока смазочного материала и отвода тепла. Она способствует более эффективному охлаждению подшипника и предотвращает образование зон стагнации смазки, которые могут привести к ускоренному износу и разрушению полимерного покрытия [8].

Экспериментальные данные [9, 10] подтверждают снижение коэффициента трения на 15–20 % при использовании полимерных покрытий с канавками, по сравнению с покрытием без канавки.

Конструкция и параметры канавок играют определяющую роль в эффективности полимерного покрытия. Численное моделирование и экспериментальные исследования [11–13] позволяют определить оптимальные параметры канавок для достижения максимального эффекта снижения коэффициента трения.

Настоящая работа посвящена рассмотрению преимуществ и перспектив применения полимерных покрытий с канавками в подшипниках, а также анализу факторов, влияющих на их эффективность.

Постановка задачи. Рассматривается радиальный подшипник с модифицированной конструкцией (рисунок 1) с зазором, наполненным истинно-вязким материалом, режим течения смазки — турбулентный.

Система координат и уравнения, согласно рисунку 1, примут следующий вид:

$$\begin{aligned} r' &= r_0; \quad r' = r_0 - \tilde{h}; \\ r' &= r_1(1 + H) - a' \sin \omega \theta; \quad r' = r_1(1 + H), \end{aligned} \quad (1)$$

где $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin \theta + \dots$; $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$; r_0 — радиус

вала с покрытием из полимера; r_1 — величина радиуса втулки подшипника; e — эксцентриситет; ε — параметр относительного эксцентриситета; $\tilde{h}$ — глубина осевой канавки; H — толщина смазочного слоя.

Характеристики параметра вязкости представлены зависимостями от давления и температуры:

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

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала; κ' , γ' — коэффициенты вязкости смазочного материала; μ_0 — характерная вязкость неньютоновского смазочного материала; p' — гидродинамическое давление в смазочном слое; α' — экспериментальная постоянная величина; κ_0 , γ_0 — характерная вязкость смазочного материала.

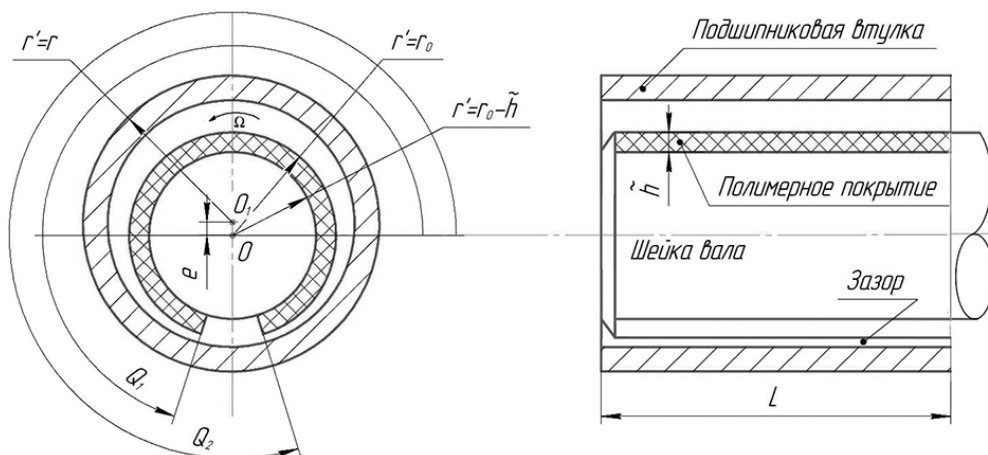


Рисунок 1 — Расчетная схема
Figure 1 — Calculation scheme

Разработка математической модели. Согласно постановке задачи первым является уравнение движения жидкости с учетом (2), в дополнение используется уравнение неразрывности:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p'_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} &= \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0; \quad (3) \\ v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' &= r_1(1+H) - a' \sin \omega \theta = h'(\theta); \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} &= \Omega r_0 \quad \text{при} \quad r' = r_0; \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} &= \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h}; \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g, \quad r_0 - \tilde{h} = h_0^* \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2. \quad (4) \end{aligned}$$

Для упрощения процедуры вычислений целесообразно использовать безразмерные величины:

$$\begin{aligned} v_{\theta_i} &= \Omega v_i(r_0 - \tilde{h}); \quad v_{r'} = \Omega \delta u_i; \\ p' &= p^* p; \quad p^* = \frac{\mu \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2}, \\ \mu' &= \mu; \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r; \quad \delta = r_1(r_0 - \tilde{h}); \\ \alpha' &= \frac{\alpha}{p^*}; \quad \beta = T^* \beta'; \quad T' = T^* T; \quad T^* = \frac{\mu_0 \Omega^2 r_0^2}{I \lambda}. \quad (5) \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} &= \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0; \quad (6) \\ u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r &= r_0 - \tilde{h}; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r &= r_0; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \quad (7) \\ u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r &= 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta); \\ p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}; \quad Q = \text{const}; \\ p_3(\theta_2) &= p_2(\theta_2); \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1), \end{aligned}$$

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

В решении (6) учитываем известную методику автомодельного решения [14–15]:

$$\begin{aligned} v_i &= \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad u_i = -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\ \Psi_i(r, \theta) &= \tilde{\Psi}_i(\xi_i); \quad \tilde{u}'(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}'_i(\xi_i) = 0; \\ V_i(r, \theta) &= \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\ \xi_i &= \frac{r}{h(\theta)} \quad \text{при} \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ \xi_i &= \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2. \quad (8) \end{aligned}$$

Подставляя (8) в (6) и учитывая граничные условия, получим следующее:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}'_i(\xi_i) &= a_i \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1); \quad \tilde{v}_i(\xi_i) = b_i \frac{\xi_i^2}{2} - \left(1 + \frac{b_i}{2}\right) \xi_i + 1; \\ \tilde{\Psi}'_i(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1); \quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1; \\ \tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1); \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1; \\ \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T'}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \left[\frac{b_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right]; \\ \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= \left(\frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)} \right), \quad (i = 1, 3). \quad (9) \end{aligned}$$

В процессе определения $\mu(\theta)$ воспользуемся выражением, которое отображает закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной субстанции:

$$\frac{dH'}{d\theta} = \frac{2\mu_0 \mu \Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi. \quad (10)$$

В этом случае изменение температуры вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} \frac{dT'}{d\theta} &= \frac{dH'}{d\theta} \cdot \frac{1}{C_p Q} = \frac{1}{C_p Q} \times \\ &\times \frac{2\mu_0 \mu \Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi; \quad (11) \end{aligned}$$

$$Q_i = \Omega r_0 \delta \int_0^1 \tilde{\Psi}'(\xi) d\xi = -\Omega r_0 \delta \frac{a_i}{12}. \quad (12)$$

Продифференцировав по θ выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{d\mu}{d\theta} &= \mu(\theta) \left(\alpha \frac{dp}{d\theta} - \beta \frac{dT}{d\theta} \right) = \mu(\theta) \alpha \frac{dp}{d\theta} + \\ &+ \frac{\mu^2(\theta) \beta 24 \mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi. \quad (13) \end{aligned}$$

На основании уравнения (13) для нахождения $\mu(\theta)$ выводятся следующие дифференциальные уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{1}{j \mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} &= \frac{\alpha b_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\alpha a_i}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} + \\ &+ \frac{24 \mu_0 \beta \Omega r_0 (h(\theta) - \eta_2)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right) d\xi; \\ \frac{1}{j \mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} &= \frac{\alpha b_2}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \frac{24 \mu_0 \beta \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_2} \times \\ &\times \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h(\theta)} \right) d\xi, \quad i = 1, 3. \quad (14) \end{aligned}$$

С учетом (14) безразмерное гидродинамическое давление определяется выражением:

$$p_i = \mu_i \left(b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + \frac{p_g}{p^*}. \quad (15)$$

Зная значения гидродинамического давления и скорости, находим аналитические выражения для несущей способности и силы трения:

$$\begin{aligned} R_x &= p^* r_0 \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \right. \\ &+ \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 \Big] = \\ &= \frac{6\mu_0 \Omega}{2\delta^2} \left[\frac{1}{4} (1 - \cos 2\theta_1) - \theta_1 \sin \theta_1 - \cos \theta_1 + 1 + \right. \\ &+ \frac{1}{(1 + \tilde{h})^2} \left[((\theta_2 - \theta_1) \sin \theta_2 + \cos \theta_2 - \cos \theta_1) \times \right. \\ &\times \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) \right) + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \times \\ &\times \left(-\frac{\tilde{\eta}}{4} (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) - (\tilde{\eta} \sin \theta_1) (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) \right) \Big] + \\ &+ (-\theta_2 \sin \theta_2 + 1 - \cos \theta_2) \times \\ &\times \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \times \\ &\times \left(-\frac{\tilde{\eta}}{4} (1 - \cos 2\theta_2) + \sin \theta_2 (\tilde{\eta} \sin \theta_2) \right) \Big]; \\ R_y &= p^* r_0 \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \right. \\ &+ \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta \Big] = \\ &= \frac{6\mu_0 \Omega}{2\delta^2} \left[\frac{\eta}{2} \left(\theta_1 - \frac{1}{2} \sin 2\theta_1 \right) + (\cos \theta_1 - 1) - \right. \\ &- (-\theta_1 \cos \theta + \sin \theta_1) + \frac{1}{(1 + \tilde{h})^2} \times \\ &\times \left[((-\theta_2 + \theta_1) \cos \theta_2 + \sin \theta_2 - \sin \theta_1) \times \right. \\ &\times \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) \right) + \\ &+ \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2} \left(\theta_2 - \theta_1 - \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right) - \right. \\ &- (\tilde{\eta} \sin \theta_1) (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) \Big] + (-2\pi - \sin \theta_2 - \theta_2) \times \\ &\times \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\eta}{2} \left(2\pi - \theta_2 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_2 \right) - \right. \\ &- (\eta \sin \theta_2) (1 - \cos \theta_2) \Big]; \\ f_{\text{тр}} &= \frac{j\mu_0 \Omega r_0^3}{\sigma s} \left(1 + (\alpha p - \beta T) - \frac{(\alpha p - \beta T)^2}{2} \right) \times \\ &\times \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_1'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}_2'(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right) d\theta + \right. \\ &+ \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{h(\theta)} + \frac{\tilde{v}_3'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta \Big] = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{j\mu_0 \Omega r_0^3}{\sigma s} \left(1 + (\alpha p - \beta T) - \frac{(\alpha p - \beta T)^2}{2} \right) \times \\ &\times \left[-3(\theta_1 - 2\eta \sin \theta_1) + \theta_1 - \eta \sin \theta_1 + \right. \\ &+ \frac{\theta_2 - \theta_1 + \tilde{\eta} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1)}{1 + \tilde{h}} + 2\pi - \theta_2 - \\ &- \eta \sin \theta_2 - 3 \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \times \\ &\times \frac{\theta_2 - \theta_1 - 2\tilde{\eta} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1)}{1 + \tilde{h}} - 3 \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \times \right. \\ &\times \left. \left(\frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) - \frac{\theta_2^2}{4\pi^2} \right) (2\pi - \theta_2 + 2\eta \sin \theta_2) \Big]. \end{aligned} \quad (16)$$

Верификация разработанной теоретической модели проводилась в диапазоне следующих числовых значений: ширина канавки — 1–6 мм, радиус — 20 мм; скорость — 0,1–3 м/с, нагрузка — 3,6–18 МПа; $\mu_0 = 0,24987 - 0,0067 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Приведенная на графике (рисунок 2) зависимость представляется более функциональной. Ее анализ подтверждает слабое влияние осевой канавки на гидродинамический режим работы

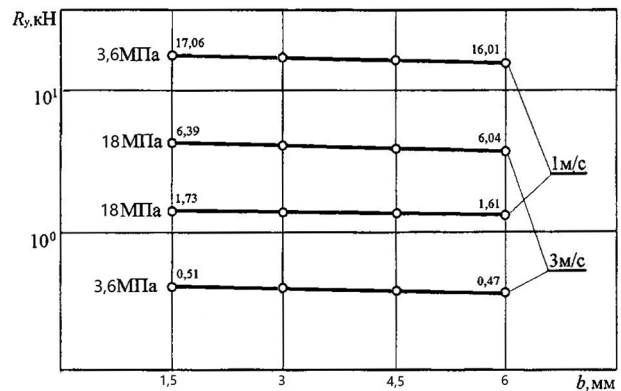


Рисунок 2 — Изменение радиальной составляющей поддерживающей силы в зависимости от нагрузочно-скоростных режимов и ширины канавки
Figure 2 — Variation of the radial component of the supporting force depending on the load-speed conditions and the width of the groove

Таблица — Основные блоки экспериментальных исследований
Table — Main blocks of experimental research

Блок	Цель	Выход	Переменные факторы	Диапазон варьирования	Погрешность
Конструкция опорной поверхности	Обеспечение автоматического перехода на режим гидродинамического смазывания	Параметры канавок	Ширина канавки	1,0–6,0 мм	±10 %
		Смазочный материал	Тип смазочного материала	Вязкий	
		Опорный профиль	Контактное давление, скорость	$\sigma = 3,6\text{--}18$ МПа $V = 0,2\text{--}1,0$ м/с	
Эксплуатационные характеристики подшипников	Верификация теоретических моделей	Коэффициент трения f	Параметры канавок	Ширина, глубина $B = 1\text{--}5$	
		Нагрузочная способность σ , МПа	Тип смазочного материала	Вязкий	
		Температура, °C	Марка смазочного материала	Гр22-С	
	Определение параметров	Коэффициент трения f	Нагрузочно-скоростные режимы	$\sigma = 3,6\text{--}18$ МПа $V = 0,2\text{--}1,0$ м/с	
		Вертикальная составляющая давления	Ширина канавки	1,0–6,0 мм	

радиальных подшипников. Вместе с тем наличие канавки в расчетной модели с учетом влияния температуры на реологические свойства смазочного материала обеспечивает формирование радиальной составляющей давления, компенсирующей увеличение контактной площади в результате вязкоупругой деформации полимерного покрытия.

Экспериментальная часть. Комплекс экспериментальных исследований разработан для верификации теоретической базы, определения степени отклонения от расчетных значений и всестороннего изучения характеристик модифицированной конструкции поверхности вала радиального подшипника скольжения.

Таблица представляет собой схему ключевых элементов, формирующих структуру экспериментальных исследований.

Разработанные полимерные покрытия представляют собой гибридный композит, сочетающий в себе три различные полимерные составляющие. Армирующий каркас состоит из переплетения нитей «Полифен» (ТУ 6-06-9-7-81) и «Аримид Т» (ТУ 6-06-9-11-80), формирующих прочную и термостойкую основу. Фенольная смола, усиленная термостойким каучуком, служит матрицей, надежно скрепляющей структуру.

Для более мягкого перехода от граничного трения, свойственного фторопластовым слоям, к гидродинамической смазке в подшипниках, в зоне контакта делают одну или несколько канавок, вытянутых вдоль оси вращения, а также отверстия для размещения термодатчиков (рисунок 3).

Рисунок 4 иллюстрирует динамику изменения режимов работы подшипника в условиях постоянного контактного давления (18,0 МПа) и переменной скорости скольжения (0,2–1 м/с). Представленные данные отражают результаты исследования, посвященного влиянию конструктивных особенностей поверхности вала на характеристики трения и износа

На рисунке 5 приведены результаты экспериментальных триботехнических исследований при изменении контактного давления и постоянной скорости.

Для однородности статистических данных применяется логарифмическое преобразование. В результате обработки данных были сформированы регрессионные модели, имеющие следующий вид:

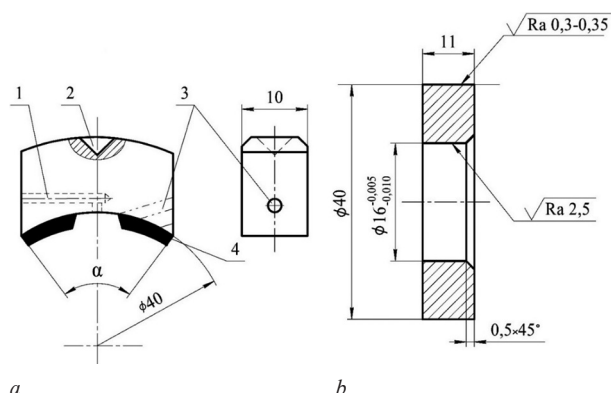


Рисунок 3 — Экспериментальная пара трения: а — образец: 1 — подача смазочного материала; 2 — углубление; 3 — отверстие для термодатчика; 4 — покрытие; б — ролик

Figure 3 — Experimental friction pair: a — sample: 1 — lubricant supply; 2 — recess; 3 — thermocouple hole; 4 — coating; b — roller

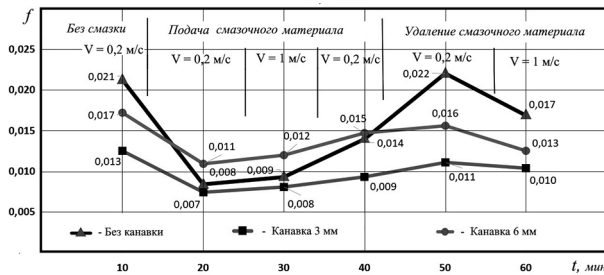


Рисунок 4 — Зависимость типа смазывания подшипника от рабочей скорости (контактное давление $\sigma = 18,0$ МПа)

Figure 4 — Dependence of bearing lubrication type on operating speed (contact pressure $\sigma = 18.0$ МПа)

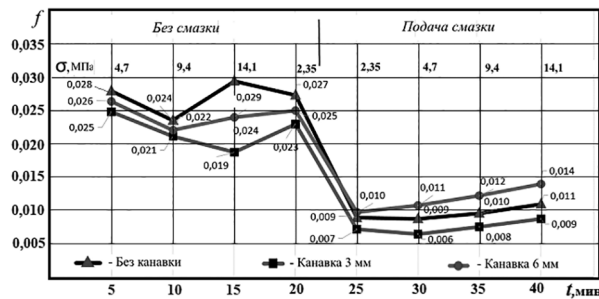


Рисунок 5 — Зависимость типа смазывания подшипника от контактного давления (скорость $V = 0,2$ м/с)

Figure 5 — Dependence of bearing lubrication type on operating contact pressure (speed $V = 0.2$ m/s)

- для диапазона $b = 1-4$ мм:

$$f \cdot 10^3 = 24,616 \cdot b^{-0,568} V^{0,023+0,199 \lg b};$$

- для диапазона $b = 4-6$ мм:

$$f \cdot 10^3 = 8362 \cdot b^{0,211} V^{0,292-0,248 \lg b},$$

где b — ширина канавки, мм; V — скорость, м/с.

Полученные модели имеют погрешность не более 7,5 %. Графическое представление моделей объединено вдоль общей оси, соответствующей экстремальному минимуму « b » (рисунок 6).

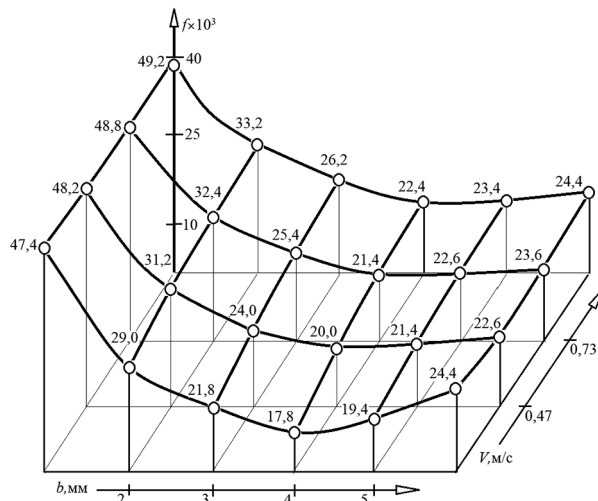


Рисунок 6 — Зависимость коэффициента трения от скорости и ширины канавки

Figure 6 — Dependence of friction coefficient on speed and groove width

Результаты исследования демонстрируют, что использование маслоподдерживающей канавки, вне зависимости от ее ширины, превосходит традиционную сплошную опорную поверхность по эффективности.

Кроме того, экспериментально подтверждается теоретический вывод, сформулированный ранее: существует оптимальный размер ширины канавки 4,0 мм. Превышение этого значения не приводит к дальнейшему улучшению характеристик системы.

Учитывая специфику выявленной в ходе экспериментов ярко выраженной зависимости температуры от ширины канавки, при организации дальнейших исследований мы использовали метод перевала, аналогично тому, как это было сделано для коэффициента трения.

После статистической обработки получены следующие результаты:

- для диапазона $b = 1-4$ мм:

$$T = 117b^{-0,295} V^{0,522};$$

- для диапазона $b = 4-6$ мм:

$$T = 69b^{-0,097} V^{0,529}.$$

Расчеты, выполненные с помощью этих моделей, показывают погрешность, не превышающую 3 %. Графическая иллюстрация моделей, объединенных в одну систему координат, представлена на рисунке 7.

В результате исследования найден наилучший размер канавки, равный 4,0 мм, а глубина должна равняться толщине антифрикционного покрытия, а именно 0,055 мм.

В результате статистической обработки экспериментальных результатов получена модель по коэффициенту трения:

$$f = 0,0289 \cdot \sigma^{-0,386} V^{1,451-1,071 \lg \sigma}$$

с максимальной погрешностью до 3 %. Визуальное представление модели изображено на рисунке 8.

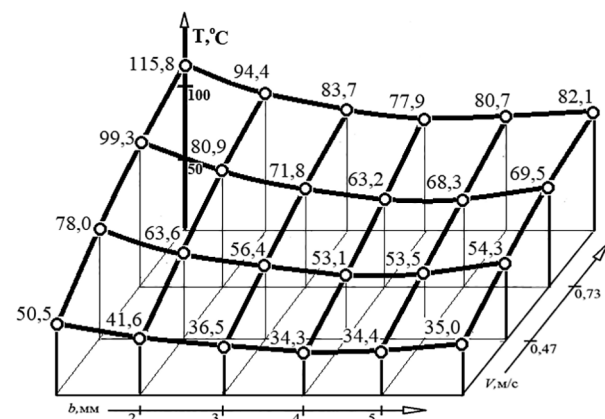


Рисунок 7 — Зависимость температуры от скорости и ширины канавки

Figure 7 — Dependence of temperature on speed and groove width

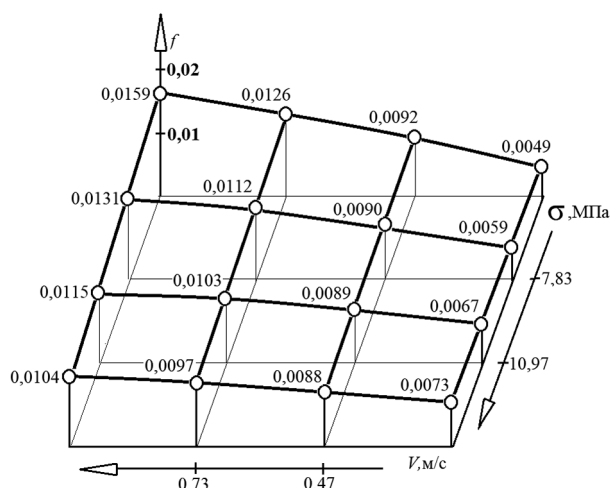


Рисунок 8 — Зависимость коэффициента трения от нагрузочно-скоростных режимов

Figure 8 — Dependence of friction coefficient on load-speed modes

Таким образом, наличие осевой канавки помогает сократить фрикционные потери и увеличить вариативность скоростных режимов. Это, в свою очередь, значительно расширяет сферу использования металлополимерных трибологических систем, делая их более универсальными для разных условий.

Основные выводы. 1. На основе общего подхода к моделированию подшипников скольжения различной конструкции разработан комплекс расчетных моделей, позволяющий выполнять инженерные проектировочные расчеты радиальных металлополимерных подшипников с осевой канавкой, при которых происходит смена режимов смазывания с граничного, устойчиво работающего при высоких значениях контактного давления и низких скоростях ($\sigma \approx 150$ МПа и $V \leq 0,25$ м/с), при смазывании фторопластом на гидродинамический — при снижении нагрузок и повышении скорости ($\sigma \approx 18$ МПа и $V \geq 1$ м/с).

2. Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили значимость полученных теоретически расчетных моделей и эффективность характеристик разработанных радиальных металлополимерных подшипников с осевыми канавками оптимальной ширины, позволяющих обеспечить их устойчивую работу в гидродинамическом режиме смазывания при увеличении скоростного режима их эксплуатации.

3. Результаты испытаний показали улучшение характеристик модифицированных радиальных подшипников скольжения с радиусом, равным 20 мм, осевой канавкой шириной 4 мм и глубиной 0,055 мм: - модифицированная конструкция подшипников продемонстрировала увеличение нагрузочной способности на 7–9 %, по сравнению со стандартными аналогами; - адаптированный некруговой контур и наличие канавки шириной 4 мм, снижает коэффициента трения на 8–11 %.

4. В ходе экспериментальных испытаний было подтверждено, что подшипник с полимерным покрытием и канавкой шириной 4 мм обеспечивает стабильное всплытие цапфы.

Список литературы

1. Исследование электропроводящих композиционных терморезистивных полимерных материалов и покрытий на их основе для триботехнического назначения / Г.И. Сайфуллаева, С.С. Негматов, Н.С. Абед [и др.] // *Universum: технические науки*. — 2020. — № 12(81). — С. 46–50.
2. Брундуков, А.С. Экспериментальная оценка износостойкости полимерных материалов, применяемых в поршневом компрессорном оборудовании / А.С. Брундуков, Я.А. Ковалева // *Механика машин, механизмов и материалов*. — 2024. — № 1(66). — С. 65–70. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-1-66-65-70>.
3. Experimental and theoretical investigation on the hydrochromic property of a Ni(II)-containing coordination polymer with an inclined 2D → 3D polycatenation architecture / S.-Z. Wen, S.-D. Zhong, W.-Q. Kan [et al.] // *Journal of Molecular Structure*. — 2022. — Vol. 1269. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molstruc.2022.133753>.
4. Исследование формирования демпфирующих покрытий из полимеров и металлов / В.К. Шелег, М. Ма, М.А. Белоцерковский, М.А. Леванцевич // *Механика машин, механизмов и материалов*. — 2023. — № 2(63). — С. 42–52. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-42-52>.
5. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения / С.С. Негматов, Н.С. Абед, Р.Х. Саидахмедов [и др.] // *Пластические массы*. — 2020. — № 7–8. — С. 32–36. — DOI: <https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36>.
6. Икромов, Н.А. Объекты и методики исследования композиционных полимерных материалов / Н.А. Икромов, Д.Н. Расулов // *Современные научные исследования и инновации*. — 2020. — № 10(114). — URL: <https://web.snauka.ru/issues/2020/10/93640> (дата обращения: 12.01.2025).
7. Polyakov, R.N. The method of long-life calculation for a friction couple “Rotor – Hybrid bearing” / R.N. Polyakov, L.A. Savin // *COUPLED PROBLEMS 2017: proc. of the 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering*, Rhodes Island, 12–14 June, 2017. — Rhodes Island, 2017. — P. 433–440.
8. Поляков, Р.Н. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором / Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, А.В. Внуков // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. — 2018. — № 1(327). — С. 66–71.
9. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability / R. Polyakov, S. Majorov, I. Kudryavtsev, N. Krupenin // *Vibroengineering Procedia*. — 2020. — Vol. 30, iss. 3. — P. 61–67. — DOI: <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21379>.
10. Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющего канавку / В.В. Василенко, В.И. Киришцева, М.А. Мукутадзе, В.Е. Шведова // *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. — 2022. — Т. 22, № 4. — С. 365–372. — DOI: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372>.
11. Хасьянова, Д.У. Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия / Д.У. Хасьянова, М.А. Мукутадзе // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. — 2022. — № 4. — С. 46–53. — DOI: <https://doi.org/10.31857/S0235711922040101>.
12. Хасьянова, Д.У. Исследование на износостойкость радиального подшипника с нестандартным опорным профилем с учетом зависимости вязкости от давления и температуры / Д.У. Хасьянова, М.А. Мукутадзе // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. — 2023. — № 3. — С. 42–49. — DOI: https://doi.org/10.52261/02346206_2023_3_42.
13. Киришцева, В.И. Исследование повышения износостойкости радиального подшипника, имеющего на нестандартной опорной поверхности полимерное покрытие с осевой ка-

- навкой / В.И. Киришцева // Journal of Advanced Research in Technical Science. — 2023. — № 36. — С. 15–25. — DOI: <https://doi.org/10.26160/2474-5901-2023-36-15-25>.
14. Improving the efficiency of the path – Rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds / V.V. Shapovalov, V.I. Kolesnikov, P.V. Kharlamov [et al.] // Energy efficiency and energy saving in technical systems: Proc. International Conference, Rostov-on-Don, 16–17 June, 2020. — Rostov-on-Don, 2020. — DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/900/1/012011>.
 15. Хасьянова, Д.У. Оценка износостойкости конструкции модифицированного радиального подшипника скольжения с учетом сжимаемости смазочного материала / Д.У. Хасьянова, М.А. Мукутадзе // Проблемы машиностроения и автоматизации. — 2024. — № 3. — С. 66–71. — DOI: https://doi.org/10.52261/02346206_2024_3_66.

BOLGOVA Ekaterina A.

Ph. D. Student of the Department “Higher mathematics”¹

E-mail: bolgova_katya6@mail.ru

MUKUTADZE Murman A., D. Sc. in Eng., Prof.

Head of the Department “Higher mathematics”¹

E-mail: murman1963@yandex.ru

¹Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Received April 16, 2025.

EVALUATION OF WEAR RESISTANCE BY THE FRICTION COEFFICIENT OF A MODIFIED RADIAL BEARING DESIGN IN A TURBULENT LUBRICANT FLOW

This paper presents a mathematical model for analyzing the operation of a modified radial plain bearing operating on a true viscous lubricant. The modified bearing design is distinguished by a non-standard profile of the bearing sleeve support and the presence of a polymer coating with an axial groove on the shaft surface. The developed mathematical model takes into account the key factors affecting the bearing operation: the viscosity of the lubricant, the bearing design parameters (including the geometric characteristics of the polymer coating with grooves and the shape of the sleeve bearing profile), as well as the effect of thermal and mechanical loads on the value of the working clearance. To simulate hydrodynamic processes in the lubricating layer, computational fluid dynamics and numerical methods were used, which made it possible to obtain detailed data on the distribution of pressure and velocity. The mathematical model is based on the equation of motion of a liquid lubricant in the “thin layer” approximation and the continuity equation. The model was validated by comparing the calculation results with laboratory test data, which confirms its adequacy and applicability for analyzing and optimizing the characteristics of such bearing units. The results of the study emphasize the significant role of the groove width in the polymer coating and the adaptation of the bearing surface profile to real operating conditions. The data obtained can be used to design and optimize bearing units with improved friction and wear characteristics.

Keywords: *modified radial bearing, turbulent flow, mathematical model, friction coefficient*

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-3-72-54-62>

References

1. Sayfullaeva G., Negmatov S., Abed N., Negmatova K., Kamalova D. *Issledovanie elektroprovodyashchikh kompozitsionnykh termoreaktivnykh polimernykh materialov i pokrytiy na ikh osnove dlya tribotekhnicheskogo naznacheniya* [Research of electrically conductive composite thermoreactive polymer materials and coatings on their basis for tribotechnical purpose]. *Universum: Tekhnicheskies nauki*, 2020, no. 12(81), pp. 46–50 (in Russ.).
2. Brundukov A.S., Kavaliova Ya.A. *Eksperimentalnaya otsenka iznosostoykosti polimernykh materialov, primenyaemykh v porshnevom kompressorom oborudovanii* [Experimental evaluation of wear resistance of polymer materials used in piston compressor equipment]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2024, no. 1(66), pp. 65–70. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-1-66-65-70> (in Russ.).
3. Wen S.-Z., Zhong S.-D., Kan W.-Q., Zhao P.-S., He Y.-C. Experimental and theoretical investigation on the hydrochromic property of a Ni(II)-containing coordination polymer with an inclined 2D → 3D polycatenation architecture. *Journal of molecular structure*, 2022, vol. 1269. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molstruc.2022.133753>.
4. Sheleg V.K., Ma M., Belotserkovsky M.A., Levantsevich M.A. *Issledovanie formirovaniya dempfiruyushchikh pokrytiy iz*

- polimerov i metallov [Study of application process of damping coatings made of polymers and metals]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2023, no. 2(63), pp. 42–52. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-42-52> (in Russ.).
5. Negmatov S.S., et al. Issledovanie vyazkoprugikh i adgezionno-prochnostnykh svoystv i razrabotka effektivnykh vibropogloshchayushchikh kompozitsionnykh polimernykh materialov i pokrytiy mashinostroitel'nogo naznacheniya [Research of viscoelastic and adhesion-strength property and development of effective vibration absorbing composite polymeric materials and coatings of mechanical engineering purpose]. *Plasticheskie massy*, 2020, no. 7–8, pp. 32–36. DOI: <https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36> (in Russ.).
 6. Ikromov N.A., Rasulov D.N. Obekty i metodiki issledovaniya kompozitsionnykh polimernykh materialov [Objects and methods of research of composite polymer materials]. *Modern scientific researches and innovations*, 2020, no. 10(114). Available at: <https://web.snauka.ru/issues/2020/10/93640> (accessed January 12, 2025) (in Russ.).
 7. Polyakov R.N., Savin L.A. The method of long-life calculation for a friction couple “Rotor — Hybrid bearing”. *Proc. 7th International conference on coupled problems in science and engineering “COUPLED PROBLEMS 2017”*. Rhodes Island, 2017, pp. 433–440.
 8. Polyakov R.N., Savin L.A., Vnukov A.V. Matematicheskaya model beskontaktnogo palchikovogo uplotneniya s aktivnym upravleniem zazorom [Mathematical model of the inflammatory pullic seal with active management of the clearance]. *Fundamental and applied problems of engineering and technology*, 2018, no. 1(327), pp. 66–71 (in Russ.).
 9. Polyakov R., Majorov S., Kudryavcev I., Krupenin N. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. *Vibroengineering procedia*, 2020, vol. 30, iss. 3, pp. 61–67. DOI: <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21379>.
 10. Vasilenko V.V., Kirishchieva V.I., Mukutadze M.A., Shvedova V.E. Issledovanie iznosostoykosti podshipnika skolzheniya s polimernym pokrytiem opornogo koltsa, imeyushchego kanavku [Investigation of the wear resistance of a journal bearing with polymer-coated grooved support ring]. *Advanced engineering research (Rostov-on-Don)*, 2022, vol. 22, no. 4, pp. 365–372. DOI: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372> (in Russ.).
 11. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. Povyshenie iznosostoykosti radialnogo podshipnika skolzheniya smazyvaemogo mikropolyarnymi smazochnymi materialami i rasplavami metallichesкого pokrytiya [Increasing the wear resistance of a radial sliding bearing lubricated with micropolar lubricants and metal coating melts]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2022, no. 4, pp. 46–53. DOI: <https://doi.org/10.31857/S0235711922040101> (in Russ.).
 12. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. Issledovanie na iznosostoykost radialnogo podshipnika s nestandartnym opornym profilom s uchedom zavisimosti vyazkosti ot davleniya i temperatury [The researching on the wear resistance of a radial bearing with a non-standard support profile, taking into account the dependence of viscosity on pressure and temperature]. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2023, no. 3, pp. 42–49. DOI: https://doi.org/10.52261/02346206_2023_3_42 (in Russ.).
 13. Kirishchieva V.I. Issledovanie povysheniya iznosostoykosti radialnogo podshipnika, imeyushchego na nestandartnoy opornoй poverkhnosti polimernoe pokrytie s osevoy kanavkoy [Investigation of increasing the wear resistance of a radial bearing having a polymer coating with an axial groove on a non-standard bearing surface]. *Journal of advanced research in technical science*, 2023, no. 36, pp. 15–25. DOI: <https://doi.org/10.26160/2474-5901-2023-36-15-25> (in Russ.).
 14. 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 anisotropic frictional bonds. *Proc. International conference “Energy efficiency and energy saving in technical systems”*. Rostov-on-Don, 2020. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/900/1/012011>.
 15. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. Otsenka iznosostoykosti konstruksii modifitsirovannogo radialnogo podshipnika skolzheniya s uchedom szhimaemosti smazochnogo materiala [Assessment of wear resistance of the design of a modified radial sleeve bearing taken into account the compressibility of the lubricant]. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2024, no. 3, pp. 66–71. DOI: https://doi.org/10.52261/02346206_2024_3_66 (in Russ.).