

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.896 + 06

doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-18-26

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА, ИМЕЮЩЕГО ПОЛИМЕРНОЕ ПОКРЫТИЕ НА ПОВЕРХНОСТИ ВАЛА С ОСЕВОЙ КАНАВКОЙ

Екатерина Александровна Болгова¹, Мурман Александрович Мукутадзе²✉

^{1,2} Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

¹ bolgova_katya6@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0737-1846>

² murman1963@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Аннотация

Результаты данной работы позволяют улучшить понимание механизмов движения вязкого смазочного материала в радиальных подшипниках скольжения с полимерным покрытием и канавкой на поверхности вала. Исследования показали, что наличие канавки на поверхности вала влияет на распределение давления и вязкости смазочного материала, что, в свою очередь, отражается на триботехнических параметрах подшипника. Введение канавок может способствовать улучшению смазочных характеристик подшипника при более эффективном распределении смазочного материала по рабочему зазору.

Методы исследования: для описания движения смазочного материала была применена модель, включающая уравнение неразрывности и учитывающая изменение вязкости от давления. Проведённые расчёты и эксперименты подтвердили адекватность предложенной модели, что свидетельствует о возможности её практического применения для инженерного анализа и проектирования. Полученные данные показали, что наличие канавки благоприятно сказывается на увеличении несущей спо-

собности подшипника, уменьшении коэффициента трения и снижении износа контактных поверхностей.

Новизна работы: Данная методика включает в себя комплексный подход к моделированию взаимодействия поверхностей, учитывающий, как геометрические особенности канавки, так и свойства применяемых полимерных покрытий. Важным аспектом новизны работы является не только разработка математической модели, но и её валидация на основе экспериментальных данных.

Выводы: Анализ износостойкости подтвердил, что комбинация фторопластсодержащего покрытия и канавки на поверхности вала позволяет создать более равномерное распределение нагрузок. Это предотвращает локальные перегрузки и избыточное нагревание, часто приводящие к раннему отказу подшипников. Наличие канавки шириной 4 мм на поверхности вала также способствует улучшенной циркуляции смазочного материала.

Ключевые слова: подшипник, оценка, износостойкость, покрытие, канавка, гидродинамический режим, верификация.

Ссылка для цитирования:

Болгова Е.А. Оценка износостойкости радиального подшипника, имеющего полимерное покрытие на поверхности вала с осевой канавкой / Е.А. Болгова, М.А. Мукутадзе // Транспортное машиностроение. – 2024. - № 10. – С. 18-26. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-18-26.

Original article

Open Access Article

EVALUATION OF THE WEAR RESISTANCE OF A RADIAL BEARING HAVING A POLYMER COATING ON THE SURFACE OF THE SHAFT WITH AXIAL GROOVE

Ekaterina Aleksandrovna Bolgova¹, Murman Aleksandrovich Mukutadze²✉

^{1,2} Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

¹ bolgova_katya6@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0737-1846>

² murman1963@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Abstract

The results of this study make it possible to improve understanding of viscous lubricant movement in radial sliding bearings with a polymer coating and a groove on the shaft surface. The studies show that the available grooves on the shaft surface affect the pressure distribution and lubricant viscosity, which, in its turn, influence the tribotechnical parameters of the bearing. The introduction of grooves can help improve the lubrication characteristics of the bearing with a higher effective distribution of lubricant over the machining gap.

Study method: to describe the movement of a lubricant, a model was used that includes the continuity equation and studies the change in viscosity from pressure. The calculations and experiments carried out confirm the adequacy of the proposed model, which indicates the possibility of its practical application for engineering analysis and design. The data obtained show that the available grooves have a successful effect—this

increases the load-carrying capacity of the bearing and decreases the friction factor and removes wear on the contact surfaces.

The novelty of the work: This technique includes an integrated approach to modeling the interaction of surfaces, taking into account both the geometric features of the groove and the properties of the polymer coatings used. An important aspect of the work novelty is not only the development of a mathematical model, but also its validation based on expert data.

Conclusion: The analysis of wear resistance confirms that the combination of a fluoroplastic coating and a groove on the shaft surface allows for a more uniform load distribution. This prevents local overloads and excessive heating, leading to early bearing failure. Having grooves with 4 mm width on the shaft surface can also lead to better lubricant circulation.

Keywords: bearing, evaluation, wear resistance, coating, groove, hydrodynamic mode, verification.

Reference for citing:

Bolgova EA, Mukutadze MA. Evaluation of the wear resistance of a radial bearing having a polymer coating on the surface of the shaft with axial groove. Transport Engineering. 2024;10:18-26. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-18-26.

Введение

Невозможно добиться успешного развития промышленности без производства надежных машин и механизмов. Поэтому исследования в этой области остаются актуальными и необходимыми. Все чаще детали трибоузлов производятся из композитных и металлических материалов, отличающихся высокой надежностью [1-3]. Для различных условий эксплуатации целесообразно применять различные материалы. Это позволяет значительно увеличить срок службы оборудования, снизить затраты на его обслуживание и повысить общую эффективность производства [4-7].

Современные композитные материалы обладают уникальными свойствами, сочетая в себе легкость и прочность, устойчивость к коррозии и износу. Металлические материалы, в свою очередь, продолжают совершенствоваться, предлагая улучшенные механические характеристики, тепло- и электропроводность [8-10]. Их сочетание и взаимодействие обеспечивают оптимальные результаты в создании высококачественных трибоузлов для самых разнообразных применений [11-13].

Возрастающие требования к эксплуатационным характеристикам машин и механизмов побуждают ученых и инженеров к поиску новых решений в области мате-

риаловедения. Одним из перспективных направлений является использование фторопластсодержащих полимерных композитов, которые способны существенно повысить износостойкость и долговечность рабочих поверхностей. Особое внимание уделяют разработке таких материалов для валов различных механизмов, где нагрузки и требования к снижению трения особенно высоки.

Традиционные металлические покрытия, несмотря на их высокую прочность, часто не обеспечивают должного уровня самосмазывания. В этом контексте фторопластовые композиты представляют собой более предпочтительным решением. Их уникальная химическая структура позволяет создавать на поверхности вала слой, который эффективно снижает коэффициент трения и препятствует износу. Это особенно важно для механизмов, функционирующих в условиях переменных и высоких нагрузок, где стабильность и надежность эксплуатации имеют первостепенное значение.

Опыт применения фторопластсодержащих покрытий в авиакосмической технике доказал их высокую эффективность. Однако для более широкого внедрения данных материалов необходимо провести

дополнительные исследования, направленные на оптимизацию их состава и методов нанесения на рабочие поверхности. Важным аспектом является также изучение поведения полимерного слоя при различных режимах работы.

Важным этапом проектирования подшипников с фторопластсодержащими покрытиями является моделирование взаимодействия между поверхностями трения. Разработанные математические модели позволяют прогнозировать поведение подшипников в реальных условиях эксплуатации, что способствует оптимизации их конструкции и повышению надежности. Многочисленные исследования [14-15] подтверждают эффективность подшипников скольжения, смазываемых антифрикционными полимерными покрытиями.

Исследования [16-17] показывают, что использование смазочного материала с истинно вязкими реологическими свойствами значительно улучшает эффектив-

ное функционирование подшипников при различных нагрузочных условиях. Важно отметить, что эти модели позволяют инженерам точно предсказывать поведение подшипников в реальных эксплуатационных условиях, что в свою очередь способствует повышению надежности и долговечности механизмов. Внедрение подшипников с канавками играет ключевую роль в оптимизации гидродинамического смазочного режима. Такие геометрические особенности способствуют созданию более равномерного распределения смазочного материала, что снижает контактные напряжения и, как результат, уменьшает коэффициент трения.

Однако, несмотря на достигнутые результаты, остается немало нерешенных вопросов и направлений для дальнейшего исследования. В частности, требуется разработка расчетной модели подшипников скольжения, учитывающей изложенные выше особенности.

Методика проведения исследований

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:

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0, & C_0 : r' &= r_0 - \tilde{h}, \\ C_2 : r' &= r_1(1+H), \\ C_3 : r' &= r_1(1+H), \end{aligned} \quad (1)$$

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

Вязкостные характеристики, зависящие от давления, отражены в выражении:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'}, \quad (2)$$

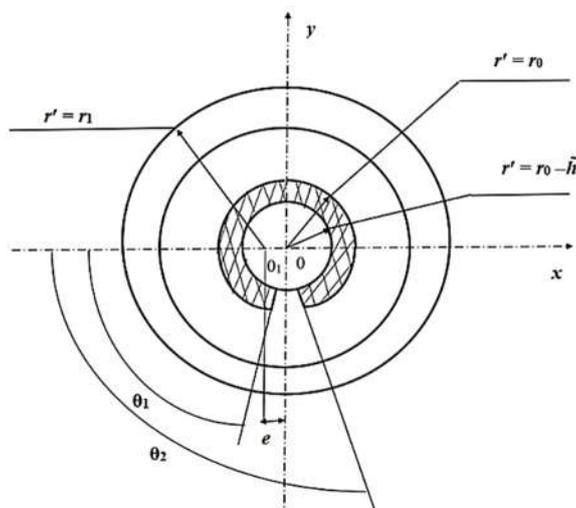


Рис. 1. Расчетная схема трибоконтакта
Fig. 1. Tribocontact calculation scheme

Чтобы решить эту задачу, примем в качестве основы исходные уравнения: уравнение движения для несжимаемой

жидкости в условиях «тонкого слоя» с учетом (2), а также уравнение непрерывности:

$$\frac{\partial p'_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0, \quad (3)$$

Для их решения требуется задание граничных условий, которые определяют

поведение скорости жидкости на границах исследуемого объёма:

$$\begin{aligned} v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1(1+H) = h'(\theta); \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \quad \text{при} \quad r' = r_0; \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при} \quad r' = r_0 - \tilde{h}; \\ p'(0) = p'(\theta) = p_g, \quad r_0 - \tilde{h} = h_0^* \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Переход к безразмерным величинам реализуется на основе следующих формул:

$$\begin{aligned} v_{\theta} = \Omega v(r_0 - \tilde{h}), \quad v_{r'} = \Omega \delta u, \quad p' = p^* p, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2}, \\ \mu' = \mu_0 \mu, \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}, \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r, \quad \delta = r_1 - (r_0 - \tilde{h}), \\ v_{\theta} = \Omega r_0, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}, \quad r' = r_0 + \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Выполняя подстановку (5) в систему дифференциальных уравнений (3) с учетом граничных условий (4) получим:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0 \quad (6)$$

и граничные условия

$$\begin{aligned} u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \tilde{h}; \\ u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0; \\ u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta = h(\theta); \\ p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}, \end{aligned} \quad (7)$$

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

Введем обозначения $z = e^{-\alpha p}$ и, сделав ряд преобразований, в результате получим:

$$\frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \quad (8)$$

с соответствующими граничными условиями:

$$\begin{aligned} v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta); \\ v = 1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \tilde{h}, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v = 1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = r_0, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ z(0) = z(\theta_1) = z(\theta_2) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p^*}} \\ Q = \text{const}, \end{aligned} \quad (9)$$

По известному методу [18-19] автономное решение задачи (8) представляет собой эффективный подход для исследования динамических систем, с учетом

(9) и дополнительного граничного условия, в результате для полей скоростей и давления получаем:

$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1}{2} (\xi_1 - 1), \\
\tilde{v}_1(\xi_1) &= b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1; \\
\tilde{\Psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \\
\tilde{v}_2(\xi_2) &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1; \\
\tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1; \\
p_1 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) \left((\theta - 2\eta \sin \theta) - \frac{12(1-\eta^2)}{2+\eta^2} (\theta - 3\eta \sin \theta) \right); \\
p_2 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) \frac{\theta - \theta_1}{(1+\tilde{h})^2} \left[\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \frac{\tilde{\eta}(\sin \theta - \sin \theta_1)}{\theta - \theta_1} \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2}\right) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right) \right]; \\
p_3 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right) (\theta - \theta_2) \left[\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \frac{\eta}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2}\right) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi}\right) \right]; \tag{10}
\end{aligned}$$

Зная формулы для гидродинамического давления и скорости, мы можем по-

лучить аналитические уравнения для расчетов несущей способности и силы трения:

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

$$L_{тр} = \mu \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(\theta)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_1'(\theta)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(\theta)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}_2'(\theta)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(\theta)}{h(\theta)} + \frac{\tilde{v}_3'(\theta)}{h(\theta)} \right) d\theta \right]. \quad (11)$$

Результаты эксперимента

В ходе экспериментов были проведены сравнения между подшипниками с полимерным покрытием, как для образцов с канавкой, так и без нее. Полученные результаты подтверждают, что подшипники с канавкой демонстрируют значительно лучшие эксплуатационные характеристики, что позволяет сделать вывод о положительном влиянии геометрии канавок на уменьшение трения. На рис. 2 представлены результаты, показывающие различия в несущей способности и коэффициенте трения для всех исследованных образцов в зависимости от заданных параметров.

Также была осуществлена статистическая обработка полученных данных, что позволило определить степень значимости выявленных изменений. Кроме того, проведении многократных испытаний обеспечило высокую достоверность результатов, что в свою очередь укрепило обоснованность предложенной теоретической модели.

Верификация разработанной теоретической модели проводилась с использованием параметров в диапазоне следующих числовых значений: $(\theta_2 - \theta_1) = 1...8$ мм (ширина канавки), $r = 20$ мм; $V = 0,1...3$ м/с; $\sigma = 8...40$ МПа; $\mu_0 = 0,0707...0,0076$ Н·с/м². В результате исследований установлено, что несущая способность повышается примерно на 8...11 %, а коэффициент трения

снижается на 7...9 % в диапазоне исследованных режимов.

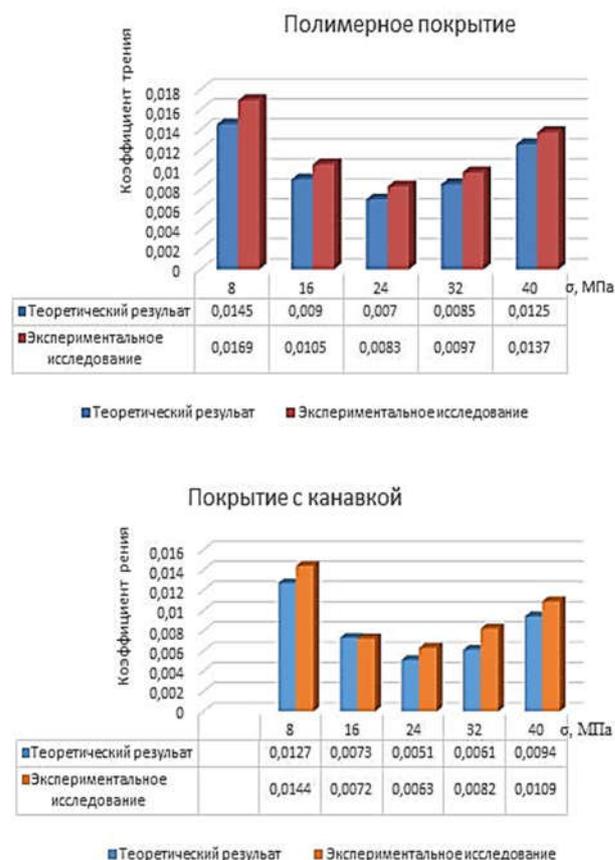


Рис. 2 Результаты исследования
Fig. 2. The results of the study

Основные результаты и выводы

Эксперимент был проведен с постепенным увеличением нагрузки на испытываемые поверхности в 5 раз, достигая максимального значения 40 МПа. На протяжении всего эксперимента осуществлялся контроль коэффициента трения и измерение износа

Полученные данные свидетельствуют о том, что после короткого периода приработки (3 минуты) поверхность достигла устойчивого гидродинамического режима трения даже при значительном увеличении

нагрузки. Колебания коэффициента трения не оказывали заметного влияния на общую стабильность системы, что можно считать положительным признаком для использования в практических приложениях.

Малые значения измеренного износа, по нашему мнению, указывают на преобладание процессов деформации ползучести над износом. Снижение толщины покрытия в результате вытекания масла подтверждает эту гипотезу и требует дальнейшего изучения для точной количественной оценки.

Заключение

Исследование новых математических моделей показало, что использование фторопластсодержащих полимерных покрытий и специальных канавок на поверхности подшипниковых втулок может существенно улучшить эксплуатационные характеристики инженерных систем. Эти улучшения выражаются не только в повышении несущей способности и снижении коэффициента трения, но и в более стабильной работе подшипников при различных нагрузках и режимах работы.

Особое внимание было уделено изучению гидродинамического клина, который образуется при взаимодействии скользящих поверхностей подшипника и покры-

той полимером втулки. Результаты показали, что правильный подбор ширины и конфигурации канавки способствует улучшению распределения смазочного материала, что в свою очередь снижает вероятность возникновения сухого трения и увеличивает срок службы подшипника.

Экспериментальные данные подтвердили теоретические прогнозы, продемонстрировав стабильное и повторяемое поведение системы даже при высоких нагрузках. Повышенная несущая способность и снижения трения позволяют также рассчитывать на снижение энергозатрат и износа деталей, что является важным фактором в современном машиностроении.

Условные обозначения:

r_0 – радиус вала с полимерным покрытием;
 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' – постоянная, $v_{\theta i}, v_{r i}$ – компоненты вектора скорости смазочной среды, θ_1 и θ_2 – соответственно угловые координаты канавки на поверхности вала.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

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; 46-53. DOI 10.31857/S0235711922040101.
2. Polyakov R., Savin L. The method of long-life calculation for a friction couple «rotor – hybrid bearing». Proceedings of the 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, COUPLED PROBLEMS 2017, Rhodes Island. 2017; 433-440.
3. 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); 66-71.
4. Негматов С.С., Абед Н.С., Саидахмедов Р.Х. [и др.]. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения. Пластические массы. 2020;(7-8):32-36. <https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36>.
5. Polyakov R., Majorov S., Kudryavcev I., Krupenin N.. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. Vibroengineering procedia. 2020; 30; 61-67. DOI 10.21595/vp.2020.21379
6. Kornaeva E. P. [et al.]. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrication. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;734; 012154. DOI 10.1088/1757-899X/734/1/012154.
7. 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, No. 032098. DOI 10/1088/1757-899X/862/3/032098.
8. 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. – P. 012009. – DOI 10.1088/1757-899X/900/1/012009. – EDN TLACUN.
9. 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; 122-129.
10. 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; 37-45.

11. Харламов П.В. Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021; 12; 556-560.
12. Шаповалов В. В., Щербак П. Н., Богданов В. М. [и др.]. Повышение эффективности фрикционной системы "колесо - рельс". Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2019; 78(3); 177-182.
13. Shapovalov V.V. Improving the efficiency of the path – rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 900 (1), no. 012011. DOI 10.1088/1757-899X/900/1/012011.
14. Шаповалов В. В., Мигаль Ю. Ф., Озябкин А. Л. [и др.]. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары "колесо-рельс". Трение и износ. 2020; 41(4); 464-474. DOI 10.3103/S1068366620040121.
15. Kolesnikov I.V., Mukutadze A.M., Avilov V.V. Ways of Increasing Wear Resistance and Damping Properties of Radial Bearings with Forced Lubri-

cant supply. Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering (ICIE 2018). 2018; 1049-1062.

16. Ахвердиев К. С., Мукутадзе А. М., Задорожная Н. С. [и др.]. Демпфер с пористым элементом для подшипниковых опор. Трение и износ. – 2016; 37(4); 502-509.
17. Ахвердиев К. С., Задорожная Н. С., Мукутадзе А. М. [и др.]. Расчетная модель составного цилиндрического подшипника, работающего в устойчивом режиме, при неполном заполнении смазочным материалом зазора. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016; 3; 64-69.
18. Khasyanova D. U., Mukutadze M. A., Mukutadze A. M. [et al.]. Mathematical Model for a Lubricant in a Sliding Bearing with a Fusible Coating in Terms of Viscosity Depending on Pressure under an Incomplete Filling of the Working Gap. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2021; 50(5); 405-411. – DOI 10.3103/S1052618821050083
19. Mukutadze M.A., Lagunova E.O. Mathematical model of a lubricant in a bearing with a fusible coating on the pilot and irregular slider profile. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). 2022; 834-840.

REFERENCES

1. Khasyanova DU, Mukutadze MA. Increasing the wear resistance of a radial sliding bearing lubricated with micropolar lubricants and melts of a metal coating. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2022;4:46-53. DOI 10.31857/S0235711922040101.
2. Polyakov R, Savin L. The method of Long-life Calculation for a Friction Couple «Rotor – Hybrid Bearing». Proceedings of the 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, 2017: COUPLED PROBLEMS; Rhodes Island; 2017. p. 433-440.
3. Polyakov RN, Savin LA, Vnukov AV. Mathematical model of a contactless finger seal with active gap control. Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology. 2018;1(327):66-71.
4. Negmatov SS, Abed NS, Saidakhmedov RH. Research of viscoelastic and adhesion-strength property and development of effective vibration absorbing composite polymeric materials and coatings of mechanical engineering purpose. Plasticheskie Massi. 2020;(7-8):32-36. Available from: <https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36>.
5. Polyakov R, Majorov S, Kudryavcev I, Krupenin N. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. Vibroengineering Procedia. 2020;30:61-67. DOI 10.21595/vp.2020.21379
6. Kornaeva EP. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrica-

tion. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;734:012154. DOI 10.1088/1757-899X/734/1/012154.

7. Shutin DV, Polyakov RN. 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;862:032098. DOI 10/1088/1757-899X/862/3/032098.
8. Zinoviev VE, Kharlamov PV, Zinoviev NV, Kornienko RA. Analysis of factors affecting the strength of fixed bonds assembled using metal-polymer compositions. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. p. 012009. DOI 10.1088/1757-899X/900/1/012009. – EDN TLACUN.
9. Kharlamov PV. Monitoring measurements in elastic-dissipative characteristics for solving tasks on studying tribological processes in the «railway – rolling stock» system. Vestnik RGUPS. 2021;1:122-129.
10. Kharlamov PV. Design of system for friction supply modifiers to friction surfaces of tribological contact «Wheel-Rail». Vestnik RGUPS. 2021;3:37-45.
11. Kharlamov PV. Study of formation of secondary structures of frictional transfer on surface of steel samples in implementation of metal-plating technology. Assembly in Mechanical Engineering, Equipment Making. 2021; 12; 556-560.

12. Shapovalov VV, Shcherbak PN, Bogdanov VM. Improving the efficiency of the “wheel — rail” friction system. Russian Railway Science Journal. 2019;78(3):177-182.
13. Shapovalov VV. Improving the efficiency of the path – rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020;900(1):012011. DOI 10.1088/1757-899X/900/1/012011.
14. Shapovalov V. V., Migal Yu. F., Ozyabkin A. L. [et al.]. Metal plating of the friction working surfaces of the wheel-rail pair. Friction and wear. 2020; 41(4); 464-474. DOI 10.3103/S1068366620040121.
15. Kolesnikov IV, Mukutadze AM, Avilov VV. Ways of increasing wear resistance and damping properties of radial bearings with forced lubricant supply. Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering, 2018: Lecture Notes in Mechanical Engineering (ICIE 2018). p. 1049-1062.
16. Akhverdiev KS, Mukutadze AM, Zadorozhnaya NS. Damper with a porous element for bearing supports. Friction and Wear. 2016;37(4):502-509.
17. Akhverdiev KS, Zadorozhnaya NS, Mukutadze AM. Calculation model of a composite cylindrical bearing operating in a stable mode with incomplete filling of the gap with lubricant. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016;3:64-69.
18. Khasyanova DU, Mukutadze MA, Mukutadze AM. Mathematical model for a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating in terms of viscosity depending on pressure under an incomplete filling of the working gap. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2021;50(5):405-411. DOI 10.3103/S1052618821050083
19. Mukutadze MA, Lagunova EO. Mathematical model of a lubricant in a bearing with a fusible coating on the pilot and irregular slider profile. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021); 2022. p. 834-840.

Информация об авторах:

Болгова Екатерина Александровна – аспирант кафедры «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения, тел. (961)279-74-44, Author-ID-РИНЦ 1086741, спин-код 5091-7270.

Мукутадзе Мурман Александрович – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Высшая

математика» Ростовского государственного университета путей сообщения, тел. (863) 272-62-63. Author-ID-РИНЦ 389305, спин-код 9636-3223; Scopus-Author ID 55049709500 Research-ID-Web of Science AAI-2420-2021.

Bolgova Ekaterina Aleksandrovna – Postgraduate Student of the Department of Higher Mathematics at Rostov State Transport University; phone: (961)279-74-44, Author- ID-RSCI 1086741, spin code 5091-7270.

Mukutadze Murman Aleksandrovich – Doctor of

Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Higher Mathematics at Rostov State Transport University; phone: (863) 272-62-63. Author-ID-RSCI 389305, spin code 9636-3223; Scopus-Author ID 55049709500, Research ID-Web of Science AAI-2420-2021.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 27.08.2024; одобрена после рецензирования 04.09.2024; принята к публикации 26.09.2024. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 27.08.2024; approved after review on 04.09.2024; accepted for publication on 26.09.2024. The reviewer is Shaligin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.