

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.896

doi: 10.30987/2782-5957-2022-11-10-17

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С НЕКРУГОВЫМ ОПОРНЫМ ПРОФИЛЕМ И ФТОРОПЛАСТСОДЕРЖАЩИМ КОМПОЗИЦИОННЫМ ПОЛИМЕРНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Виктория Игоревна Киришчьева¹, Мурман Александрович Мукутадзе^{2✉}

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

¹ Milaya_vika@list.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7275-2576>

² vm_2@rgups.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Аннотация

Цель исследования – установление закономерностей устойчивого гидродинамического режима.

Статья посвящена анализу модели радиального подшипника скольжения с адаптированным к условиям трения опорным профилем, имеющим также на опорной полимерное покрытие с канавкой.

Методы исследования: предложены новые модели, описывающие движение смазочного материала, в приближении для «тонкого слоя», уравнение неразрывности с учетом зависимости вязкости от давления.

Новизна работы заключается в разработке методики инженерных расчетов конструкции подшипника с полимерным покрытием при наличии

канавки и адаптированного профиля.

В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием, работающего в гидродинамическом режиме смазывания.

Выводы: конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм, а также адаптированным к условиям нагружения профилем опорной поверхности обеспечило стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине.

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

Ссылка для цитирования:

Киришчьева В.И. Повышение износостойкости радиального подшипника с некруговым опорным профилем и фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием / В. И. Киришчьева, М. А. Мукутадзе // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 11. – С. 10 – 17. doi: 10.30987/2782-5957-2022-11-10-17.

Original article

Open Access Article

INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF RADIAL BEARINGS WITH NON-CIRCULAR PROFILE AND COMPOSITE FLUOROPLASTIC POLYMER COATING

Victoria Igorevna Kirishchieva¹, Murman Aleksandrovich Mukutadze^{2✉}

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

¹ Milaya_vika@list.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7275-2576>

² vm_2@rgups.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Abstract

The study objective is to find out the regularities of a stable hydrodynamic regime.

The paper is devoted to the analysis of a model of a radial sliding bearing with a profile adapted to

friction conditions, which also has a polymer coating with a groove on the support.

Research methods: there are proposed new models describing the movement of the lubricant in the

approximation of a "thin layer", the continuity equation taking into account the dependence of viscosity on pressure.

The novelty of the work is in the development of a methodology for engineering calculations of the bearing structure with a polymer coating, a groove and an adapted profile.

As a result of the study, a significant expansion of the possibilities is achieved to apply in practice the calculation models of a radial sliding bearing with a

Reference for citing:

Kirishchieva VI, Mukutadze MA. *Increasing the wear resistance of radial bearings with non-circular profile and composite fluoroplastic polymer coating. Transport Engineering. 2022; 11:10-17. doi:10.30987/2782-5957-2022-11-10-17.*

Введение

Известно, что фторопластсодержащие антифрикционные композиционные покрытия обладают высокой несущей способностью и широко применяются в авиакосмической технике при относительно низких скоростях скольжения и значительных нагрузках. Фторопластсодержащее покрытие эффективно работает в условиях граничного трения при самосмазывании полимерным антифрикционным покрытием. Скоростные ограничения связаны с предельной теплостойкостью антифрикционного полимерного композита.

В настоящее время в современной технике появляются и развиваются новые направления, обеспечивающие повышение эксплуатационных параметров подшипников скольжения. К ним относится и смазывание фторопластсодержащим антифрикционным полимерным покрытием контрастных поверхностей, а также примене-

Постановка задачи

В статье проводится анализ модели движения вязкого несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре некругового бесконечного радиального подшипника, имеющего неоднородную поверхность [1] подшипниковой втулки. В рамках эксперимента на опорную поверхность подшипниковой втулки нанесено полимерное покрытие, содержащее канавку.

Вращение вала происходит с установленной скоростью Ω . При этом некруговая подшипниковая втулка, с нанесенным на нее полимерным покрытием, содержащим канавку, остается неподвижной. Предусматривается, что смазочный мате-

polymer coating and operating in a hydrodynamic lubrication mode.

Conclusions: the design of a radial bearing with a polymer coating and a groove 3 mm wide, as well as adapted to the loading conditions of the support surface with a profile provide a stable shaft lift-up on a hydrodynamic wedge.

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

ние нестандартного опорного профиля подшипниковой втулки, содержащей канавку. Применение подобных подшипников требует для их проектирования специальных расчетов, для выполнения которых разрабатываются расчетные модели.

Для подшипников скольжения, смазываемых антифрикционными полимерными покрытиями [1] в гидродинамическом режиме смазывания, имеется значительное число работ [2–9], однако в них не учитывается целый ряд особенностей подобных трибосистем. Это самоподдержание процесса трения в гидродинамическом режиме смазывания при постоянной подаче смазочного материала.

Разработке расчетной модели различных подшипников скольжения с учетом изложенных особенностей посвящено приведенное исследование.

риал заполняет полностью пространство между эксцентрично расположенным валом и подшипником.

Вязкость смазочного материала зависит от давления, что отражено в выражении:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}, \quad (1)$$

где μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала; μ_0 – характерная вязкость; α' – постоянная; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое.

Исходные данные и граничные условия

Движение смазочного материала выражается через уравнение течения вязкой несжимаемой жидкости в приближении

$$\frac{\partial p_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta};$$

где $v_{\theta_i}, v_{r'_i}$ – компоненты вектора скорости смазочной среды.

На рисунке 1 представлена полярная система координат с полюсом в центре подшипниковой втулки, в которой отражено уравнение контура вала, подшипни-

$$r' = r_0(1+H), \quad r' = r_1 - a' \sin \omega\theta, \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega\theta, \quad (3)$$

где r_0 – радиус вала;

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

для «тонкого слоя», а также уравнение неразрывности [10]:

$$\frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0, \quad (2)$$

ковой втулки [11] без покрытия (с канавкой) с некруговым профилем опорной поверхности и подшипниковой втулки с полимерным покрытием и некруговым опорным профилем:

эксцентриситет; ε – относительный эксцентриситет; r_1 – радиус подшипниковой втулки; \tilde{h} – высота канавки.

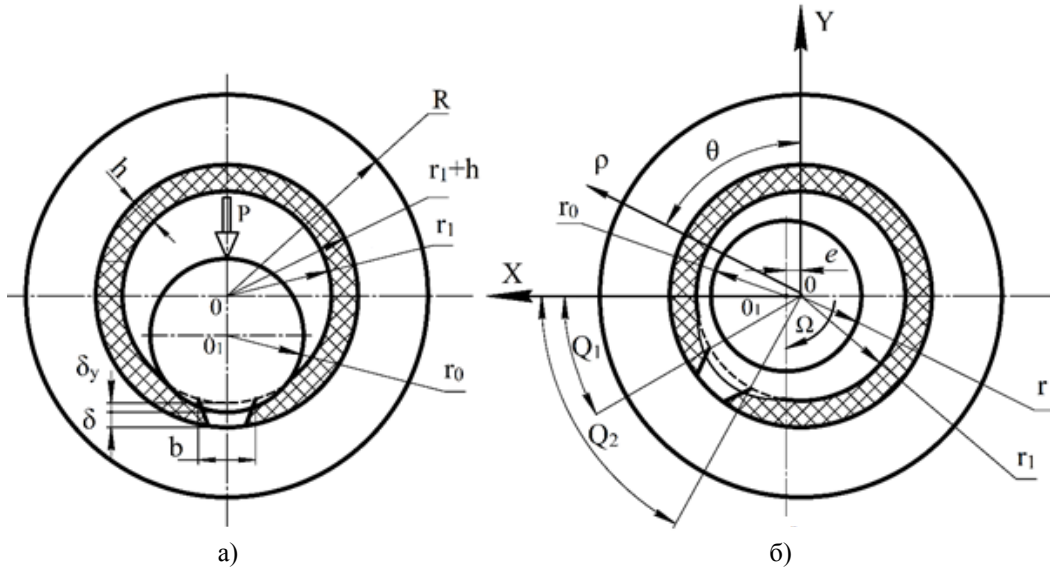


Рис. 1. Схема трибоконтакта в радиальном подшипнике скольжения с полимерным композиционным фторопластсодержащим покрытием:

а) – в покое; б) – при движении

Fig. 1. Tribocontact scheme in a radial sliding bearing with a polymer composite fluoroplastic coating: a) – at rest; b) – when moving

θ_1 и θ_2 – соответственно угловые координаты начала и конца канавки; b – ширина канавки.

Пороговые условия в статье приведены с точностью до членов $O(\varepsilon^2)$ и могут быть записаны в виде:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 - a' \sin \omega\theta; \\ v_{\theta} &= v^*(\theta), \quad v_{r'} = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega\theta; \\ v_{\theta} &= r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g, \end{aligned} \quad (4)$$

где p_g – давление на торцах интервала.

Для наглядности и удобства расчета применяется стандартная методика перехода к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned} r' &= r_1 - \delta r; \quad \delta = r_1 - r_0; \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v_{r'} = \Omega \delta u_i; \\ p' &= p^* p; \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}; \quad \mu' = \mu_0 \mu; \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}. \end{aligned} \quad (5)$$

На основании условий (5) из (2) и (4) получим систему безразмерных уравнений

с соответствующими граничными условиями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_i}{\partial r} &= 0; \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0; \\ v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при } r = 1 - \eta \cos \theta; \\ v &= 0, \quad u = 0 \quad \text{при } r = \eta_1 \sin \omega \theta; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v &= v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta) \quad \text{при } r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega \theta; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1; \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем; $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника с адаптированным профилем; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ – конструктивный параметр, характеризующий канавку; θ_1 и θ_2 – соответственно угловые координаты канавки; $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ – известные функции, обусловленные наличием полимерного по-

крытия на поверхности подшипниковой втулки.

Граничные условия (6) следует расширить условиями постоянства расхода смазочного материала в любом сечении

$$Q = \text{const},$$

а также условием непрерывности гидродинамического давления в окрестности канавки

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2); \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1).$$

Полагая, что функции $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ определяются соотношениями

$$v^*(\theta) = \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}; \quad u^*(\theta) = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2}, \quad (7)$$

введем обозначения $z = e^{-\alpha p}$, тогда уравнение (6) после преобразования будет иметь вид

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

с соответствующими граничными условиями

$$\begin{aligned} v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при } r = h(\theta); \\ v &= 0, \quad u = 0 \quad \text{при } r = 0; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v &= \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}; \quad u = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2} \quad \text{при } r = \eta_2; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1; \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ z(0) &= z(\theta_1) = z(\theta_2) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{p^*}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Автомодельное решение задачи (8) с учетом граничных условий (9) ищем по известному методу [12, 13]. В результате

для поля скоростей и давления имеем следующие аналитические выражения

$$\begin{aligned}
p_1 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left(-\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1) \right); \\
p_2 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) + \right. \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \left. + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) - \eta (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \right]; \\
p_3 &= \frac{p_g}{p^*} + 6 \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left((\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \times \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \times \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \right. \\
&\quad \left. + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2) - \tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right) \right). \tag{10}
\end{aligned}$$

Зная значения гидродинамического давления и поля скоростей, определим значения несущей способности и силы трения:

$$\begin{aligned}
R_x &= \frac{6\mu_0\omega r_0^3}{\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[\int_0^{\theta_1} p_1 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \cos \theta d\theta \right]; \\
R_y &= \frac{6\mu_0\omega r_0^3}{\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[\int_0^{\theta_1} p_1 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \sin \theta d\theta \right]; \\
L_{\text{тр}} &= \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}_1'(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{h^2(0)} + \frac{\tilde{v}_2'(0)}{h(0)} \right) d\theta + \right. \\
&\quad \left. + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}_3'(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta \right]. \tag{11}
\end{aligned}$$

Заключительным этапом теоретических исследований является численный анализ полученных расчетных моделей. Анализ его результатов показал, что несущая способность подшипников может быть повышена в диапазоне исследованных нагрузочно-скоростных режимов на 13–18 %. При этом коэффициент трения снижается на 11–16 %.

Экспериментальные исследования проводились с целью верификации и подтверждения эффективности полученных теоретических моделей. В первом случае исследовалось полимерное покрытие, во втором – дополнительно модифицированная подшипниковая втулка (канавка). Ре-

зультаты исследования показаны в таблице.

Полученный устойчивый гидродинамический режим по результатам экспериментального исследования характеризуется после трехминутной приработки колебаниями коэффициента трения в пределах 0,06...0,017 независимо от ступенчатого увеличения нагрузки в пять раз до 75,5 МПа, при этом величина износа не превышает 0,0085 мм, что является, на наш взгляд, не износом, а суммой деформации ползучести за счет уменьшения толщины покрытия в результате отжатия из него масла [14].

Сравнительный анализ результатов исследований некруговой подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

Comparative analysis of the results of studies of a non-circular bearing sleeve with fluoroplastic-containing composite polymer coating

№ п/п	Режим		Теоретический результат		Экспериментальное исследование		Погрешность, %	
	σ , МПа	V , м/с	Покрытие полимерное	Покрытие и канавка	Покрытие	Покрытие с канавкой	5–12	6–13
1	14,7	0,3	0,0145	0,0122	0,0169	0,0144		
2	29,4	0,3	0,0088	0,0063	0,0104	0,0072		
3	44,1	0,3	0,007	0,0051	0,0081	0,0063		
4	58,8	0,3	0,0085	0,0061	0,0107	0,0072		
5	73,5	0,3	0,0125	0,0094	0,0137	0,0108		

Анализ полученных результатов подтверждает эффективность теоретических расчетных моделей и доказывает преимущество исследованных подшипников

Заключение

1. Разработаны новые многопараметрические модели для инженерных расчетов основных рабочих характеристик (несущая способность и коэффициент трения) радиальных подшипников скольжения.

2. Расчетные модели учитывают применение дополнительного смазывания полимерным покрытием и канавку на поверхности подшипниковой втулки.

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения значи-

тельно повышает несущую способность (13–18 %), а коэффициент трения снижается на 11–16 %.

4. Таким образом, конструкция радикального подшипника с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований.

тельно повышает несущую способность (13–18 %), а коэффициент трения снижается на 11–16 %.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- Мукутадзе М.А. Разработка системы расчетных моделей подшипников скольжения на основе развития гидродинамической и реодинамической теории смазки: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. – 22 с.
- Baryshnikova A.M., Baryshnikov M.P., Nosov L.V. Development of production technology for polymer coated wire based on the study of the stress state scheme in the progress of drawing. *The theory and progress engineering of metallurgical production*. 2020; 3(34); 21-25.
- Nurullo I., Dilshod R. Technique and installations for electromagnetic treatment in the formation of composite polymer coatings. *UNIVERSUM: ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ*. 2021; 7-3(88); 52-55.
- Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в сма-

зочных средах. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2014;1:34–37.

- Кохановский В.А., Камерова Э.А. Вязкоупругие свойства полимерных покрытий в жидких смазочных средах. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2014;2:44–48.
- 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.
- Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V., Eschiganov M.O. Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication. *Tribology in Industry*. 2020;42(3):461-467. DOI: 10.24874/ti.708.06.19.08.

8. Shutin D.V., Polyakov R.N. Adaptive non-linear controller of rotor position in active hybrid bearings: 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). DOI:10.1109/ICIEAM.2016.7910935.
9. Gorin A.V., Poliakov R.N., Sytin A.V. Test bench for analyzing adaptability of foil gas-dynamic bearings to external changes. *Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2019: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*:941-949. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_100.
10. Мукутадзе М.А., Хасьянова Д.У., Мукутадзе А.М. Гидродинамическая модель клиновидной опоры скольжения с легкоплавким металлическим покрытием. *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2020;4:51–58. DOI: 10.31857/S0235711920040100.
11. Лагунова Е.О. Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости вязкости смазочного материала от давления и

температуры. *Вестник машиностроения*. 2019;3:29–34.

12. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения с металлическим покрытием. *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2022;2:41–46.
13. Khasyanova D. U., Mukutadze M. A., Mukutadze A. M., Morozova A.V. Mathematical model for a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating considering viscosity depending on the pressure. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021;50(8):60-66. DOI 10.3103/S1052618821080069.
14. Камерова Э.А. Идентификация триботехнических характеристик металлополимерных трибосистем в жидких смазочных средах: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2016. – 22 с.

REFERENCES

1. Mukutadze MA. Development of a system to calculate models of sliding bearings based on the development of hydrodynamic and rheodynamic theory of lubrication [abstract of the dissertation]. [Rostov-on-Don (RF)]: RSTU; 2015.
2. Baryshnikova AM, Baryshnikov MP, Nosov LV. Development of production technology for polymer coated wire based on the study of the stress state scheme in the progress of drawing. *The Theory and Progress Engineering of Metallurgical Production*. 2020; 3(34); 21-25.
3. Nurullo I, Dilshod R. Technique and installations for electromagnetic treatment in the formation of composite polymer coatings. *UNIVERSUM: Technical Sciences*. 2021;7-3(88);52-55.
4. Kokhanovsky VA, Kamerova EA. Fluoroplastic composite coatings in lubricating media. *Trenie I Smazka v Mashinah I Mekhanizmah*. 2014;1:34-37.
5. Kokhanovsky VA, Kamerova EA. Viscoelastic properties of polymer coatings in liquid lubricants. *Trenie I Smazka v Mashinah I Mekhanizmah*. 2014;2:44–48.
6. Negmatov SS, Abed NS, Saidakhmedov RH. Study of viscoelastic and adhesive-strength properties and development of effective vibration-absorbing composite polymer materials and coatings for machine-building purposes. *Plasticheskie Massy*. 2020;7–8:32–36.
7. Levanov IG, Zadorozhnaya EA, Mukhortov IV, Eschiganov M.O. Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication. *Tribology in Industry*. 2020;42(3):461-467. DOI: 10.24874/ti.708.06.19.08.
8. Shutin DV, Polyakov RN. Adaptive non-linear controller of rotor position in active hybrid bearings: 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). DOI:10.1109/ICIEAM.2016.7910935.
9. Gorin AV, Poliakov RN, Sytin AV. Test bench for analyzing adaptability of foil gas-dynamic bearings to external changes. *Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2019: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*:941-949. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_100.
10. Mukutadze MA, Khasyanova DU, Mukutadze AM. Hydrodynamic model of a wedge-shaped sliding support with a fusible metal coating. *Problemy Masinostroeniya I Nadezhnosti Mashin*. 2020;4:51-58. DOI: 10.31857/S0235711920040100.
11. Lagunova EO. Development of a design model of a radial bearing taking into account the dependence of the viscosity of the lubricant on pressure and temperature. *Vestnik Masinostroeniya*. 2019;3:29–34.
12. Khasyanova DU, Mukutadze MA. Increasing the wear resistance of a radial sliding bearing with a metal coating. *Problemy Masinostroeniya I Nadezhnosti Mashin*. 2022;2:41-46.
13. Khasyanova DU, Mukutadze MA, Mukutadze AM, Morozova AV. Mathematical model for a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating considering viscosity depending on the pressure. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2021;50(8):60-66. DOI 10.3103/S1052618821080069.
14. Kamerova EA. Identification of tribotechnical characteristics of metal polymer tribosystems in liquid lubricants [abstract of the dissertation]. [Rostov-on-Don (RF)]: RSTU; 2016.

Информация об авторах:

Киришчьева Виктория Игоревна – аспирант кафедры «Высшая математика» ФГБОУ ВО РГУПС, тел. (928)908-19-46.

Мукутадзе Мурман Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой

«Высшая математика» ФГБОУ ВО РГУПС, 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.

Kirishchieva Victoria Igorevna - Postgraduate Student of the Department of Higher Mathematics at Rostov State Transport University, phone: (928)908-19-46.

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 06.07.2022; одобрена после рецензирования 22.07.2022; принята к публикации 25.10.2022. Рецензент – Киричек А.В., доктор технических наук, профессор, проректор по перспективному развитию Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 06.07.2022; approved after review on 22.07.2022; accepted for publication on 25.10.2022. The reviewer is Kirichek A.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice-rector for Long-term Development at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.