
**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 51: 621.891

**ИССЛЕДОВАНИЕ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА,
ИМЕЮЩЕГО НА НЕСТАНДАРТНОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ
ПОЛИМЕРНОЕ ПОКРЫТИЕ С ОСЕВОЙ КАНАВКОЙ**© 2023 г. Д. У. Хасьянова^{1,*}, М. А. Мукутадзе^{2,**}¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*²*Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов на-Дону, Россия***e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru****e-mail: murman1963@yandex.ru*

Поступила в редакцию 16.12.2022 г.

После доработки 05.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

Статья посвящена исследованию повышения износостойкости радиального подшипника скольжения. Рассматривается работа подшипника в гидродинамическом режиме за счет нанесения на нестандартную адаптированную к условиям трения опорную поверхность подшипниковой втулки антифрикционного полимерного композиционного покрытия с осевой канавкой, обладающего микрополярными свойствами. Учитывается влияние давления и температуры при турбулентном режиме трения на реологические свойства смазочного материала. На основе уравнения течения микрополярной жидкости для “тонкого слоя” с учетом зависимости микрополярного смазочного материала от давления и температуры и уравнения неразрывности найдено автомобильное решение при учете осевой канавки на поверхности подшипниковой втулки и без учета осевой канавки. В результате определены поля скоростей и давления в осевой канавке и на поверхности полимерного антифрикционного композиционного покрытия, а также нагрузочная способность и сила трения, позволяющие обеспечить повышение нагрузочной способности, снижение коэффициента трения (повышение износостойкости), а также увеличение продолжительности гидродинамического режима. Приводятся результаты численного анализа теоретических моделей и экспериментальной оценки предлагаемой конструкции с целью верификации и подтверждения эффективности полученных моделей.

Ключевые слова: радиальный подшипник, исследование износостойкости микрополярный смазочный материал, антифрикционное полимерное покрытие, осевая канавка, гидродинамический режим, турбулентный режим

DOI: 10.31857/S0235711923050103, EDN: XBJJOT

Применение современных высокотехнологичных смазочных материалов является одним из ключевых факторов для снижения трения в сопряженных деталях трибоузлов и повышения эффективности трибосистем.

Постоянный прогресс в области производства смазочных материалов приводит к усложнению разработки математических моделей с учетом тепловых процессов, геометрии опорного узла и совокупности всех действующих нагрузок.

Анализ работ [1–10], посвященных влиянию антифрикционных покрытий на тепловые процессы при учете ранее не принимавшихся в расчет факторов, показывает

необходимость совершенствования уже имеющихся расчетных моделей, т.е. учета дополнительных факторов и изменения конструкции опорной поверхности подшипниковой втулки для увеличения продолжительности гидродинамического режима [11].

Целью статьи является установление закономерности увеличения продолжительности гидродинамического режима радиального подшипника скольжения с адаптированным опорным профилем опорной поверхности, имеющим полимерное покрытие с осевой канавкой, при учете зависимости вязкости микрополярного смазочного материала от давления и температуры.

Постановка задачи. Рассматривается модель установившегося движения микрополярного несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника скольжения.

Вал вращается с угловой скоростью Ω , а подшипниковая втулка неподвижна. Предполагается, что пространство между эксцентрично расположенным валом и подшипником полностью заполнено смазочным материалом, а на подшипниковую втулку нанесено полимерное покрытие.

В принятом расположении полярной системы координат (рис. 1) уравнение контура вала [12], подшипниковой втулки под покрытием с некруговым профилем опорной поверхности и полимерного покрытия, копирующего некруговой опорный профиль втулки, запишем в виде

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

Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону

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

Исходными базовыми уравнениями с учетом (2) являются безразмерные уравнение движения несжимаемой жидкости для “тонкого слоя” и уравнение неразрывности с соответствующими граничными условиями

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2N_1 h} (2r - h) &= \frac{1}{j e^{-\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}, \quad v_i = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh), \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \\ v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta; \\ v &= 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_1 \sin \omega\theta, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v &= v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta), \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega\theta, \\ &0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \end{aligned} \quad (3)$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}. \quad (4)$$

Переход к безразмерным величинам осуществим следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} r' &= r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \quad r' = (r_1 - \tilde{h}) - \delta r, \\ \delta &= (r_1 - \tilde{h}) - r_0, \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v_{r_i} = \Omega \delta u_i; \\ p' &= p^* p, \quad p^* = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega r_0^2}{2\delta^2}, \quad v' = v, \quad \mu' = \mu_0 \mu, \quad \kappa' = \kappa_0 \kappa, \quad \gamma' = \gamma_0 \gamma, \end{aligned} \quad (5)$$

$$T' = T^* T, \quad \beta = T^* \beta', \quad T^* = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega^2 r_0^2}{I \lambda},$$

$$N^2 = \frac{\kappa_0}{2\mu_0 + \kappa_0}, \quad N_1 = \frac{2\mu_0 l^2}{\delta^2 \kappa_0}; \quad l^2 = \frac{\gamma_0}{4\mu_0}.$$

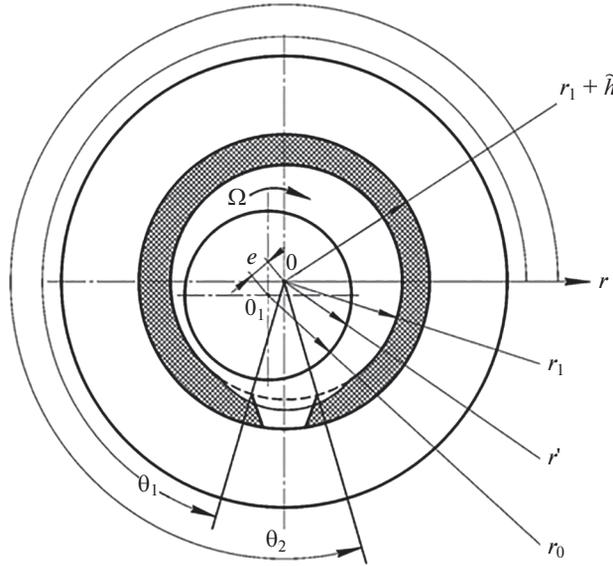


Рис. 1. Расчетная схема трибоконтакта.

Автомодельное решение задачи (3) с учетом граничных условий найдем в виде

$$\begin{aligned}
 v_i &= \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); & u_i &= -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\
 \Psi_i(r, \theta) &= \tilde{\Psi}(\xi_i); & V_i(r, \theta) &= \tilde{v}_i(\xi_i); & U_i(r, \theta) &= -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\
 \xi_2 &= \frac{r}{h(\theta)} & \text{при } & \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\
 \xi_{1,3} &= \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} & \text{при } & 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Подставляя (6) в (3), с учетом граничных условий (4) получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned}
 \tilde{\Psi}_i''' &= a_i; & \tilde{u}_i'' &= b_i - \frac{N^2}{2N_1}(2\xi_i - 1); & \tilde{u}_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0; \\
 \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, & i &= 1, 3; & \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)}.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Система уравнений (7) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned}
 v_i(0) &= 0; & \tilde{\Psi}_i'(0) &= 0, & \tilde{\Psi}_i'(1) &= 0, & \tilde{u}_i'(1) &= -\eta \sin \theta; & \tilde{v}_i'(1) &= 0; \\
 v_i(1) &= 0; & \tilde{u}_i(0) &= 0; & \tilde{v}_i(0) &= 1; & \int_0^1 \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \\
 \int_0^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; & p(\theta) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) &= \frac{p_g}{p^*}.
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Интегрируя уравнение (7) с учетом граничных условий (8), в результате получим выражение

$$\tilde{\Psi}'_i(\xi_i) = a_i \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \quad \tilde{u}'_i(\xi_i) = b_i \frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_i^3}{3} - \frac{\xi_i^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_i}{2} + 1 \right) \xi_i + 1.$$

Из уравнения $\tilde{u}'_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}'_i(\xi_i) = 0$ следует, что

$$b_1 = b_2 = b_3 = 6. \quad (9)$$

Из равенства $p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}$ имеем

$$\begin{aligned} a_1 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 - \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right); \\ a_2 &= -6 \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_1) + \frac{\eta_1}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_1^2}{4\pi^2} \right), \\ a_3 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) + \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_2^2}{4\pi^2} \right), \end{aligned} \quad (10)$$

где $\tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 - \eta_2}$; $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 - \eta_2}$.

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

$$\begin{aligned} \frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3; \\ \frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}. \end{aligned} \quad (11)$$

Продифференцируем по θ выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$. Учитывая значение повышения температуры

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{dH}{d\theta} \frac{1}{C_p Q} = -\frac{1}{C_p} \frac{24\mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{\delta^2 a_i} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi,$$

получим

$$\frac{d\mu}{d\theta} = \mu(\theta) \left(\alpha \frac{dp}{d\theta} - \beta \frac{dT}{d\theta} \right) = \mu(\theta) \alpha \frac{dp}{d\theta} + \frac{\mu^2(\theta) \beta 24\mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi. \quad (12)$$

Интегрируя эти уравнения, получим

$$\begin{aligned} j\mu_i(\theta) &= \frac{1}{1 - \beta K_i [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_i I_2(\theta) + a_i I_3(\theta)]}, \quad i = 1, 3; \\ j\mu_2(\theta) &= \frac{1}{1 - \beta K_2 [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_1 I_2(\theta) + a_2 I_3(\theta)]}, \end{aligned} \quad (13)$$

где $K_i = \frac{24\mu_0\Omega r_0}{T^*C_p\delta^2 a_i}$; $\Delta_1 = \int_0^1 (\tilde{\Psi}''(\xi_i))^2 d\xi_i = \frac{a_i^2}{12}$; $\Delta_2 = 2\int_0^1 (\tilde{\Psi}''(\xi_i) \cdot \tilde{v}'(\xi_i)) d\xi_i = \frac{1}{6} b_i a_i = a_i$;
 $\Delta_3 = \int_0^1 (\tilde{v}'(\xi_i))^2 d\xi_i = 4$; $I_{K_i} = \int_0^\theta \frac{d\theta}{h_i^k(\theta)}$.

Решая уравнение (13) относительно $\mu(\theta)$, с точностью $O(\eta^2)$, $O(\eta_1^2)$, $O(\eta_2^2)$, $O(\tilde{\eta}^2)$, $O(\eta\eta_1)$, $O(\eta\tilde{\eta})$, $O(\eta_2\eta)$, $O(\eta_2\tilde{\eta})$ включительно, получим аналитические выражения для гидродинамического давления

$$p_i = \mu_i (b_i I_2(\theta) + a_i I_3(\theta)) + \frac{P_g}{P_a}$$

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

$$R_x = \frac{6j(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \times$$

$$\times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{P_g}{P^*} \right) \cos \theta d\theta \right];$$

$$R_y = \frac{6j(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \times$$

$$\times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{P_g}{P^*} \right) \sin \theta d\theta \right]; \tag{14}$$

$$L_{тр} = j\mu_0\Omega r_0^3 \left(1 + (\alpha p - \beta T) - \frac{(\alpha p - \beta T)^2}{2} \right) \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\Psi}_1'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{u}_1'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\theta + \right.$$

$$\left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\Psi}_2'(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}_2'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\Psi}_3'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{u}_3'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\theta \right].$$

Проведенный численный анализ полученных расчетных моделей при скорости 1 м/с; $\theta_2 - \theta_1 = 5.74-22.92$ град; $\sigma = 5-25$ МПа; $\mu_0 = 0.0707-0.0076$ Нс/м²; $\Omega = 100-2400$ с⁻¹; $\alpha = 0-1$; $T = 25-100^\circ\text{C}$; $\delta = 0.05-0.07 \times 10^{-3}$ м; $r_0 = 0.01995-0.04993$ м; $P_g = 0.2$ МПа, позволил построить графики коэффициента трения (рис. 2) при использовании микрополярного смазочного материала.

Проведенный численный анализ выражения, определяющего величину вертикальной составляющей давления, позволил построить график влияния на этот параметр принятых переменных факторов (рис. 3).

Таким образом, подшипники с полимерным фторопластсодержащим антифрикционным покрытием при наличии маслоподдерживающей канавки способны работать как при граничном, так и при жидкостном трении.

Проведение экспериментов. Экспериментальное исследование состоит из верификации разработанной расчетной модели с маслосодержащей канавкой, комплекса экспериментальных исследований с новой конструкцией опорной поверхности подшипниковой втулки с антифрикционным полимерным покрытием, имеющим канавку.

Триботехнические экспериментальные исследования радиальных подшипников проводились на модернизированной машине трения ИИ 5018 (рис. 4, 5).

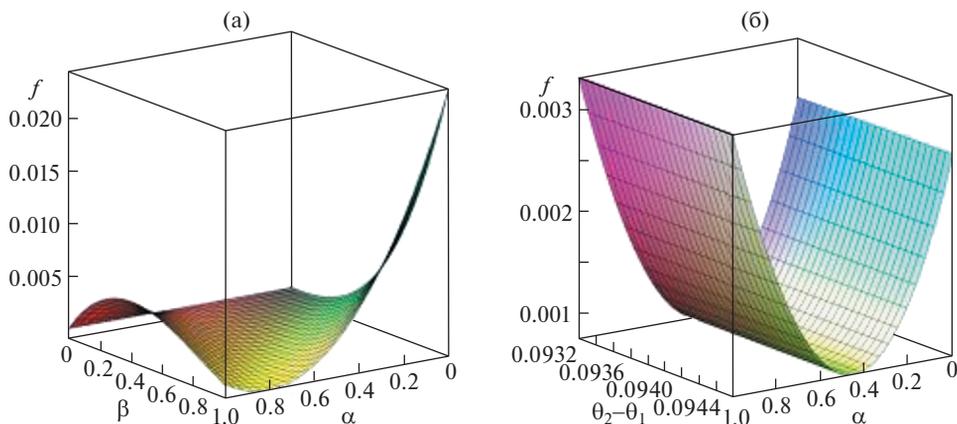


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения в подшипнике с канавкой от параметров, характеризующих вязкость смазочного материала, температуры (а) и ширины канавки (б).

Образцы были изготовлены в виде частичных вкладышей из кольцевой заготовки по центральному углу 60° . На их поверхность наносились полимерные покрытия и канавки на глубину покрытия равную 0.55 мм. Кроме того, колодки имели отверстия для термопар (рис. 4).

Результаты исследования. В результате теоретического исследования установлено, что несущая способность повышается примерно на 12–14%, а коэффициент трения снижается на 8–10% в диапазоне исследованных режимов (табл. 1).

В процессе экспериментального исследования были установлены области рационального применения полученных моделей. Получен устойчивый гидродинамический режим трения после 2-минутной приработки, при этом нагрузка увеличивалась ступенчато 5 раз до 25 МПа (табл. 2).

Обсуждение результатов. Теоретическим исследованием установлено необходимое сечение канавки на поверхности подшипниковой втулки для выхода подшипника в режим гидродинамического смазывания при заданной нагрузке.

После этого разработана расчетная модель, описывающая течение микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре. При разработке модели учтена зависимость вязкости смазочного материала от давления и температуры. Полученные результаты позволяют установить основные эксплуатационные характеристики.

Исследуемая конструкция при вращении цапфы в канавке возникает циркуляционное движение, при этом возникающая сила приподнимает цапфу, в результате чего образуется гидродинамический клин.

Разработан теоретически и подтвержден экспериментально новый способ создания расчетных моделей, позволяющий значительно расширить область применения в машиностроении, авиастроении, приборостроении и т.д., там, где требуется обеспечение гидродинамического режима смазывания.

Основные результаты. 1. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей с полимерным покрытием и канавкой, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, позволяющих провести оценку эксплуатационных характеристик. **2.** Расчетные модели учитывают применение дополнительного смазывания полимерным покрытием канавки на поверхности подшипниковой втулки. **3.** Применение исследованных радиальных подшипников скольжения с канавкой шириной 3 мм повышает несущую спо-

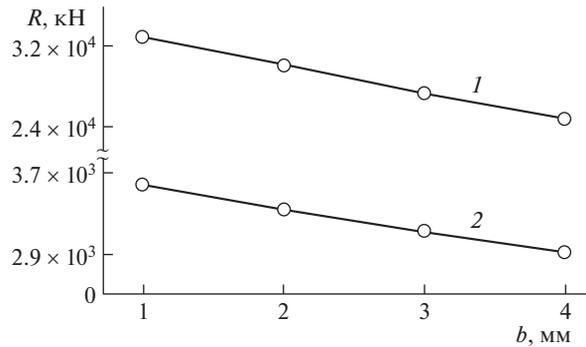


Рис. 3. Зависимость составляющей давления в подшипнике с адаптированным профилем и канавкой от ее ширины и рабочей нагрузки: 1 – $\sigma = 14.1$ МПа; 2 – $\sigma = 4.7$ МПа.

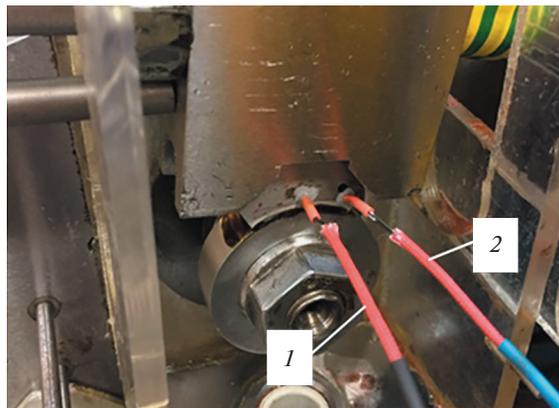


Рис. 4. Определение объемной температуры в паре трения «ролик–колодка»: 1, 2 – термодатчики.

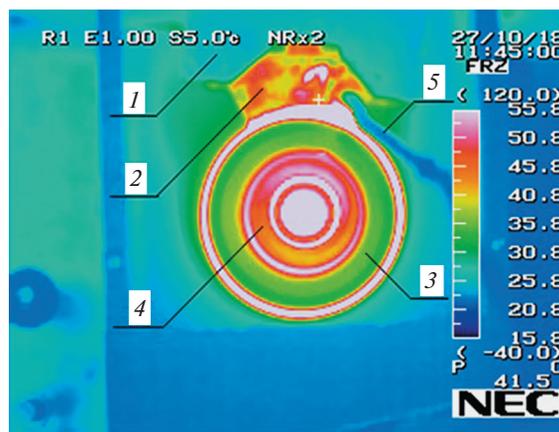


Рис. 5. Показания тепловизора при определении объемной температуры в паре трения «ролик–колодка» с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием: 1 – колодкодержатель; 2 – опытный образец; 3 – ролик; 4 – контрляйка; 5 – термодатчик.

Таблица 1. Результаты теоретического исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластосодержащим композиционным полимерным покрытием

№	σ , МПа	Угловые координаты ($\theta_2 - \theta_1$)				
		5.74	10.03	14.32	18.61	22.92
		Коэффициент трения				
1	5	0.007790	0.0101130	0.008100	0.0049000	0.00223000
2	10	0.004490	0.0044910	0.004653	0.0029850	0.00149650
3	15	0.001193	0.0012920	0.001206	0.0010705	0.00095700
4	20	0.001095	0.0011613	0.001104	0.0010136	0.00093793
5	25	0.000097	0.0010307	0.001004	0.0010570	0.00091887

Таблица 2. Результаты исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластосодержащим композиционным полимерным покрытием

№	Режим		Коэффициент трения				Погрешность, %	
	σ , МПа	V, м/с	теоретический результат		экспериментальное исследование			
			полимерное покрытие	покрытие с канавкой	покрытие	покрытие с канавкой		
1	5	0.3	0.0107	0.0089	0.0131	0.0106	5–12	6–13
2	10	0.3	0.0052	0.0035	0.0066	0.0036		
3	15	0.3	0.0032	0.0013	0.0045	0.0025		
4	20	0.3	0.0047	0.0023	0.0069	0.0044		
5	25	0.3	0.0087	0.0056	0.0099	0.0070		

способность на 12–14% и снижает коэффициент трения на 8–10%. **4.** Конструкция подшипника с полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм обеспечила стабильное всплытие цапфы, что экспериментально подтверждает правильность результатов теоретических исследований.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- r_0 — радиус вала;
- 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', β' – постоянная экспериментальная величина;
 T' – температура;
 I – механический эквивалент тепла;
 λ – теплопроводность смазочного материала;
 $\eta = \frac{l}{\delta_1}$ – конструктивный параметр;
 $\eta_2 = \frac{l}{\delta_2}$ – конструктивный параметр, характеризующий канавку;
 θ_1, θ_2 – соответственно угловые координаты канавки;
 $u^*(\theta), v^*(\theta)$ – известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки, где Q – расход смазочного материала в единицу времени; C_p – теплоемкость при постоянном давлении; $h(\theta)$ – толщина масляной пленки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буяновский И.А., Татур И.Р., Самусенко В.Д., Соленов В.С. Влияние антифрикционных твердых добавок на температурную стойкость бентонитовых смазок // Трение и износ. 2020. Т. 41. № 6. С. 665.
<https://doi.org/10.32864/0202-4977-2020-41-6-665-670>
2. Албагачиев А.Ю., Буяновский И.А., Самусенко В.Д., Чурсин А.А. Температурная стойкость космических смазок российского производства // Вестник машиностроения. 2019. № 9. С. 34.
3. Буяновский И.А. Температурная стойкость масел при трении и ее прогнозирование на основе положений химической кинетики // Механизация строительства. 2015. № 6 (852). С. 16.
4. Серяков Ю.Д., Глазунов В.А. Моделирование теплового состояния соприкасающихся твердых тел с учетом энерговыделения в зоне контакта // Проблемы прочности и пластичности. 2021. Т. 83. № 3. С. 311.
<https://doi.org/10.32326/1814-9146-2021-83-3-311-323>
5. Албагачиев А.Ю., Михеев А.Н., Тананов М.А., Тохметова А.Б. Определение температуры нагрева смазочного слоя при трении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 5. С. 93.
<https://doi.org/10.31857/S0235711922050029>
6. Албагачиев А.Ю., Ставровский М.Е., Сидоров М.И., Рагуткин А.В., Александров И.А. Температурные зависимости скорости реакции в трибохимической кинетике // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 6. С. 37.
<https://doi.org/10.31857/S0235711922060025>
7. Тананов М.А., Михеев А.В., Албагачиев А.Ю., Хасьянова Д.У. Трибологические исследования смазок // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 91.
<https://doi.org/10.31857/S023571190001561-8>
8. Леванов И.Г., Задорожная Е.А., Мухортов И.В., Никитин Д.Н. Моделирование гидродинамических подшипников скольжения с учетом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2021. Т. 21. № 1. С. 14.
<https://doi.org/10.14529/engin210102>
9. Леванов И.Г., Задорожная Е.А., Никитин Д.Н. Модернизация машины трения ИИ5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения // Современное машиностроение. Наука и образование. 2020. № 9. С. 207.
<https://doi.org/10.1872/MMF-2020-16>

10. *Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Мухортов И.В.* Развитие методов исследования трибосопряжений машин и механизмов с учетом реологии смазочных материалов // В сб.: Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. Тюменский государственный нефтегазовый университет, Уральское межрегиональное отделение Российской академии транспорта. Тюмень, 2013. С. 226.
11. *Рождественский Ю.В., Мухортов И.В., Гаврилов К.В.* Проблемы выбора смазочных материалов при разработке и эксплуатации двигателей транспортных машин // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2014. Т. 1. С. 184.
12. *Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А.* Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 4. С. 46.

<https://doi.org/10.31857/S0235711922040101>