

---

---

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

---

---

УДК 51: 621.891

**УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ  
ИЗНОСОСТОЙКОСТИ МОДИФИЦИРОВАННОГО  
РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ**© 2023 г. Д. У. Хасьянова<sup>1,\*</sup>, М. А. Мукутадзе<sup>2,\*\*</sup><sup>1</sup>*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*<sup>2</sup>*Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия**\*e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru**\*\*e-mail: murman1963@yandex.ru*

Поступила в редакцию 16.01.2022 г.

После доработки 17.10.2022 г.

Принята к публикации 20.10.2022 г.

Для повышения ресурса и уровня надежности в статье рассмотрен радиальный подшипник скольжения с металлическим покрытием поверхности вала и адаптированным к условиям трения опорным профилем подшипниковой втулки. Теоретическое исследование проведено с использованием общеизвестных уравнений движения микрополярной жидкости для “тонкого слоя”, уравнения неразрывности и уравнения, описывающего радиус расплавленного контура вала с учетом формулы скорости диссипации механической энергии. Найдено точное автомодельное и асимптотическое решение с учетом и без учета расплава покрытия, а также при учете зависимости вязкости смазочного материала и расплава покрытия, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными реологическими свойствами, от давления. Экспериментальное исследование модифицированного подшипника скольжения проведено на модернизированной машине трения модели ИИ 5018.

*Ключевые слова:* гидродинамический режим, повышение износостойкости, уровень надежности, металлическое покрытие, адаптированный профиль, фаз эволюции трибосистемы, расплавы покрытия

**DOI:** 10.31857/S0235711923010066, **EDN:** ASKRNH

Вопросы надежности машин всегда были актуальны для промышленности, а повышение их ресурса — важной задачей, имеющей большое экономическое значение. Для повышения эффективности производства и производительности труда возникает необходимость решения проблемы надежности вновь создаваемых и эксплуатируемых машин на этапе проектирования машин, когда принимаются принципиальные решения о конструктивном исполнении деталей и их сопряжений, применяемых материалах и технологиях, обеспечивающих требуемый уровень надежности. В этой связи данное исследование является актуальным, поскольку затрагивает проблемы прогнозирования и обеспечения показателей надежности одного из самых распространенных сопряжений деталей машин в технике — подшипника скольжения. При этом подшипники скольжения определяют безотказность работы машин и механизмов, а их ресурс лимитирует состояние (износ) рабочих поверхностей — поверхностей трения.

Отказы подшипников скольжения машин и технологического оборудования приводят к их полной остановке, прекращению производственных процессов, значитель-

ным временным и финансовым затратам. В связи с этим прогнозирование ресурса подшипников скольжения является актуальной проблемой как на этапе проектирования, так и на этапе эксплуатации машин и механизмов, что требует развития моделей отказов, методов расчета ресурса подшипников скольжения на основе физики процессов с учетом конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов.

Разработке расчетной модели радиальных подшипников скольжения с металлическим покрытием посвящено значительное количество работ [1–5]. Однако процесс смазывания на расплавах покрытий не является самоподдерживающимся процессом. Для обеспечения самоподдерживающегося процесса смазывания подшипников скольжения возникает необходимость не только в наличии покрытия на одной из контактных поверхностей, но и постоянного наличия смазочного материала, которое можно обеспечить при постоянной подаче смазочного материала или пористым покрытием на другой контактной поверхности [6–15], а также нестандартным опорным профилем.

В предлагаемой статье приводится расчетная модель радиального подшипника скольжения с нестандартным опорным профилем подшипниковой втулки и покрытием поверхности вала с учетом зависимости вязкости смазочного материала и расплава покрытия, обладающая микрополярными реологическими свойствами в зависимости от давления при ламинарном режиме течения. Визуализация разработанных теоретических расчетных моделей и оценка их точности, выполненная на основе сравнения результатов их численного анализа и триботехнических параметров, рассчитанных по адекватным регрессионным моделям, полученным экспериментально, доказали их высокую эффективность, точность (в пределах 9–13%) и применимость во всем исследованном диапазоне размеров и нагрузочных скоростных режимов. Параллельный анализ уровня температуры в контактной области и величины коэффициента трения в процессе работы при постепенном прекращении подачи смазочного материала позволил установить последовательность фаз перехода от смазывания маслом к смазыванию металлическим расплавом при сохранении гидродинамического режима.

**Постановка задачи.** Рассматривается установившееся течение несжимаемой жидкости и расплава покрытия в рабочем зазоре, обладающее микрополярными реологическими свойствами. Подшипник с некруговым профилем опорной поверхности неподвижен, а вал при наличии легкоплавкого покрытия на его поверхности вращается со скоростью  $\Omega$ . В полярной системе координат (рис. 1)  $r'$ ,  $\theta$  с полюсом в центре вала уравнения контуров вала с легкоплавким покрытием  $C_1$ , вала с расплавленным контуром поверхности  $C_0$ , подшипниковой втулки некруговым профилем опорной поверхности  $C_2$  и подшипниковой втулки запишутся в виде

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0, & C_0 : r' &= r_0 - \lambda' f(\theta), \\ C_2 : r' &= r_1(1 + H) - a' \sin \omega\theta, & C_3 : r' &= r_1(1 + H), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots$ ,  $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$ ,  $r_0$  – радиус вала с легкоплавким покрытием;  $r_1$  – радиус подшипниковой втулки;  $e$  – эксцентриситет;  $\varepsilon$  – относительный эксцентриситет;  $\lambda' f(\theta)$  – функция, определяющая профиль расплавленного контура покрытия вала;  $a'$  и  $\omega$  – амплитуда возмущения и параметр адаптированного профиля втулки соответственно.

Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad (2)$$

где  $\mu'$  – коэффициент динамической вязкости смазочного материала;  $\kappa'$ ,  $\gamma'$  – коэффициенты вязкости микрополярного смазочного материала;  $\mu_0$  – характерная вязкость

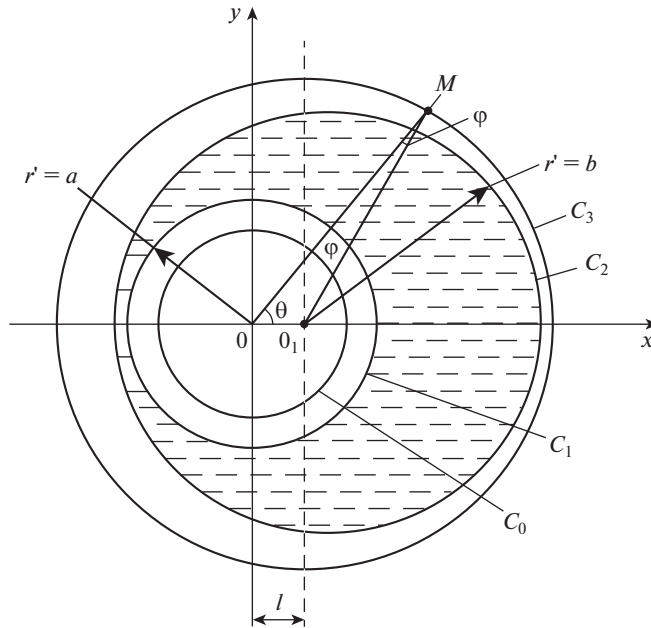


Рис. 1. Расчетная модель.

ньютоновского смазочного материала;  $p'$  – гидродинамическое давление в смазочном слое;  $\tilde{\alpha}$  – экспериментальная постоянная величина;  $\kappa_0, \gamma_0$  – характерная вязкость микрополярного смазочного материала.

Исходными базовыми уравнениями с учетом (2) являются безразмерные уравнения: движения несжимаемой микрополярной жидкости для “тонкого слоя”, уравнение неразрывности и уравнение, описывающее профиль расплавленного контура покрытия поверхности вала с учетом скорости диссипации механической энергии с соответствующими граничными условиями

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v}{\partial r} &= e^{-\alpha p} \frac{dp}{d\theta}; & \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} &= \frac{v}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{du}{dr}; & \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} &= 0; \\ -\frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} &= Ke^{-\alpha p} \int_{-\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r}\right)^2 dr, \end{aligned} \tag{3}$$

где  $u_0 = 0, v = 0, v = 0$  при  $r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta)$ ;

$$u = 1, \quad v = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}, \tag{4}$$

где  $K = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega(r_0 - \lambda' f(\theta))}{L'\delta}$ ;  $\Phi(\theta) = \lambda' f(\theta)$ ;  $\eta = \frac{e}{\delta}$ ;  $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ .

Переход к безразмерным переменным реализован на основе следующих формул:

$$r' = (r_0 - \lambda' f(\theta)) + \delta r; \quad \delta = r_1 - (r_0 - \lambda' f(\theta)); \quad v_{r'} = \Omega \delta u,$$

$$v_\theta = \Omega v (r_0 - \lambda' f(\theta)); \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega (r_0 - \lambda' f(\theta))^2}{2\delta^2}; \quad (5)$$

$$v' = v, \quad \mu' = \mu_0 \mu, \quad \kappa' = \kappa_0 \kappa, \quad \gamma' = \gamma_0 \gamma,$$

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

Введя обозначение  $z = e^{-\alpha p}$  и учитывая, что зазор мал и  $v = 0$ , осредним второе уравнение системы (3) по толщине смазочного слоя, в результате получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad v = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh); \\ z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{-\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left( \frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \end{aligned} \quad (6)$$

с соответствующими граничными условиями

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta; \quad (7)$$

$$v = 0, \quad u = 1 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_0}{p^*}}.$$

Асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений (6) с учетом (7) ищем по параметру  $K$ , характеризующему расплав покрытия

$$\begin{aligned} v(r, \theta) &= v_0(r, \theta) + K v_1(r, \theta) + K^2 v_2(r, \theta) + \dots, \\ u(r, \theta) &= u_0(r, \theta) + K u_1(r, \theta) + K^2 u_2(r, \theta) + \dots, \\ \Phi(\theta) &= -K \Phi_1(\theta) - K^2 \Phi_2(\theta) - K^3 \Phi_3(\theta) - \dots, \\ p(\theta) &= p_0(\theta) + K p_1(\theta) + K^2 p_2(\theta) + K^3 p_3(\theta) + \dots \end{aligned} \quad (8)$$

Тогда уравнения (6)–(7) примут вид:

– для нулевого приближения

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0, \quad (9)$$

с граничными условиями

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta, \quad (10)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 1, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad z_0(0) = z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_0}{p^*}};$$

– для первого приближения

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_1}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0, \quad z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi}^{h(\theta)} \left( \frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (11)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} v_1 = \left( \frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \check{\Phi}; \quad u_1 = \left( \frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \check{\Phi}, \\ v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta) + \check{\Phi}, \\ z_1(0) = z_1(2\pi) = 0, \quad \Phi(0) = \Phi(2\pi) = h_0^*. \end{aligned} \quad (12)$$

Точное автомодельное решение задачи для нулевого и первого приближения будем искать по известному методу [9, 10]. В результате для поля скоростей и давления получим следующие аналитические выражения:

– для нулевого приближения

$$\begin{aligned}\tilde{\Psi}'_0(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \\ \tilde{u}_0 &= \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left( \frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left( \frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6, \\ z_0 &= -6\alpha \left( \eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) + e^{-\alpha \frac{p_g}{p^*}};\end{aligned}\quad (13)$$

– для первого приближения

$$\begin{aligned}\tilde{\Psi}'_1(\xi) &= \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left( \frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M, \\ z_1 &= -6M\alpha \frac{\left( \tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right)}{(1 + \tilde{\Phi})^2},\end{aligned}\quad (14)$$

$$\text{где } \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \tilde{\Phi}}; \tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 + \tilde{\Phi}}; \Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{\theta \in [0; 2\pi]} z_0} \left( \theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega\theta \right) \left( 1 - \frac{N^4}{720N_1^2} \right) + I_0^*.$$

Применяя разложение в ряд Тейлора для функции  $e^{-\alpha p}$  и  $e^{-\alpha \frac{p_g}{p^*}}$ , получим

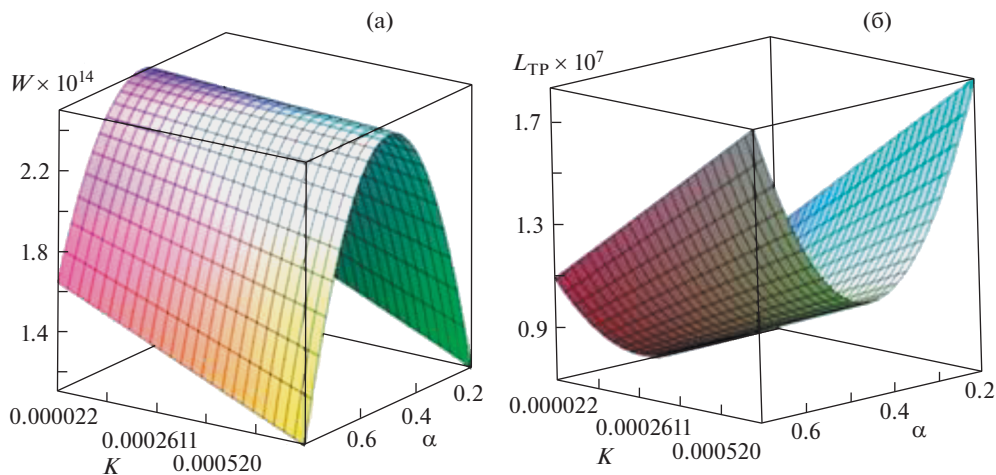
$$p = \frac{p_g}{p^*} - 6(A + KMB) \left( 1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left( \frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right), \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned}A &= - \left[ \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) + \frac{\eta_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right]; \\ B &= \frac{\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1)}{(1 + \tilde{\Phi})^2}.\end{aligned}$$

С учетом (9), (11) и (15) для составляющей вектора поддерживающей силы и силы трения получим

$$\begin{aligned}R_y &= p^* r_0 \int_0^{2\pi} \left( p - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta = \frac{6(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega r_0^3}{\delta^2} \left( 1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left( \frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \times \\ &\quad \times \left[ \eta \pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) - KM \left( \frac{\tilde{\eta} \pi + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1)}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \right) \right], \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_0^{2\pi} \left[ \frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = (2\mu_0 + \kappa_0) \left( 1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \times\end{aligned}\quad (16)$$



**Рис. 2.** Влияние параметра  $\omega$ , характеризующего адаптированный профиль, и параметра  $\alpha$ , характеризующего зависимость вязкости от давления, на величину: (а) – несущей способности и (б) – силы трения.

$$\times \left[ -2\pi + \frac{\eta_{II}}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) + \frac{N^2}{4N_1} \left( 2\pi + \frac{\eta_{II}}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) + \right. \\ \left. + \tilde{\Phi} K \left( 2\pi - \frac{2\eta_{II}}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right) \right].$$

В результате численного анализа построены зависимости (рис. 2).

**Экспериментальное исследование.** Для подтверждения выводов, сделанных на основе теоретических результатов, а также для проверки эффективности сделанных рекомендаций проведено экспериментальное исследование.

При изготовлении образцов и проведении экспериментальных исследований использовался ряд материалов, марки и состав которых приведены в табл. 1.

Наименее трудоемкой и наиболее эффективной статистической методикой является применение стандартных оптимальных полнофакторных двухуровневых экспери-

**Таблица 1.** Применяемые материалы

№ п/п	Наименование	Марка	Состав	ГОСТ
1	Сталь	Сталь 45	C – 0.42–0.50%	1050-84
2	Бронза	Бр АЖ 9-4	Al – 9%, Fe – 4%	1628-78
3	Сплав Вуда	Сплав Вуда	Bi – 50%; Pb – 25% Sn – 12.5%; Co – 12%	10928-90
4	Медь порошковая	МП-1	Cu – 99.5%	4960-75
5	Авиационное масло	МС-20	по ГОСТ	21743-76
6	Турбинное масло	Тп-22С	по ГОСТ	101821-2001

Исходные данные для экспериментальных полнофакторных исследований приведены в табл. 2.

**Таблица 2.** План полнофакторных экспериментальных исследований типа  $2^2$ 

№ п/п	Переменные факторы		Величина переменных факторов			
	наименование	размерность	нижний уровень	верхний уровень	нулевой уровень	интервал варьиров
1	Контактная нагрузка	МПа	0.5	3.5	2.0	1.5
2	Скорость	м/с	1.0	2.0	1.5	0.5

ментальных планов типа  $2^k$ , позволяющее получить адекватные регрессионные модели для инженерных расчетов.

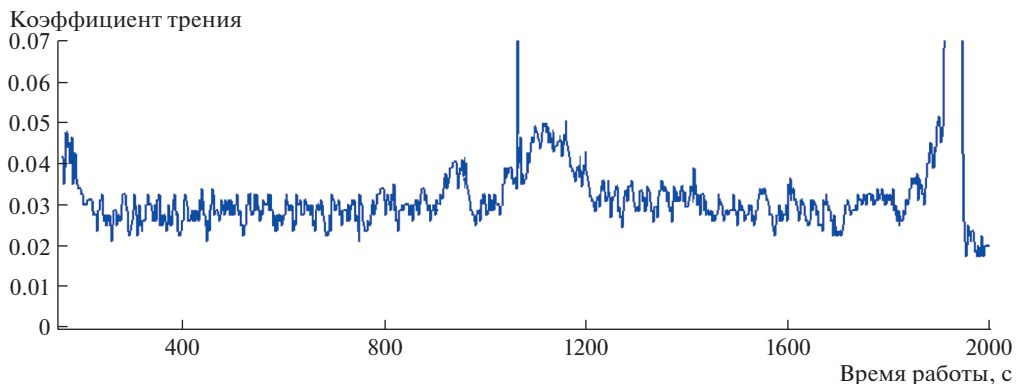
Схема экспериментальных исследований включала следующие этапы: 1 – работа в режиме гидродинамического смазывания; 2 – прекращение подачи жидкого смазочного материала смазывания; 3 – работа до полного расхода расплава или разрушения легкоплавкого покрытия.

При этом на компьютере постоянно фиксировалась величина коэффициента трения  $f$ , а предварительно устанавливалась несущая способность подшипника.

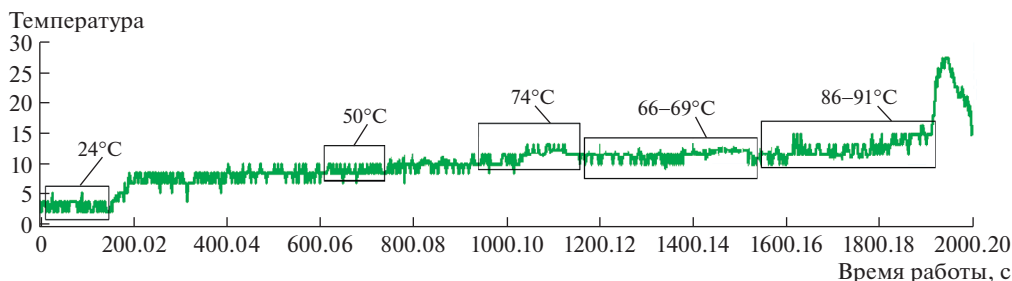
Наличие пленки жидкого смазочного материала имело место только на первом, начальном, этапе при смазывании маслом. Затем на втором, конечном, этапе подача смазочного материала прекращалась, и с ростом температуры подшипник смазывался металлическим расплавом. Гидродинамический режим смазывания сохранялся постоянно.

Примеры типичных осциллограмм изменений коэффициента трения и температуры в процессе работы исследуемой трибосистемы приведены на рис. 3, 4.

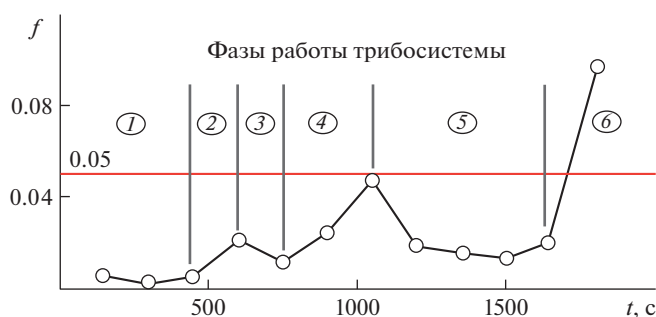
На приведенных осциллограммах можно отметить первоначальный незначительный рост температуры при смазывании маслом (гидродинамический режим) и более интенсивный – с прекращением его подачи. Затем температура растет до плавления покрытия ( $68^\circ\text{C}$ ), потом снижается в связи со смазыванием расплавом (гидродинамический режим) и растет до  $91^\circ\text{C}$ , а затем благодаря утечкам расплава и его расходу резко повышается.



**Рис. 3.** Осциллограмма изменений коэффициента трения, снятая в процессе испытаний модели радиально-подшипника на машине трения с легкоплавким покрытием из сплава Вуда.



**Рис. 4.** Оциллограмма изменения температуры при испытаниях радиальных подшипников (машина трения ИИ 5018).



**Рис. 5.** Фазы эволюции трибосистемы: 1 – приработка; 2 – прекращение подачи смазочного материала; 3 – сухая приработка покрытия; 4 – уменьшение смазывания; 5 – смазывание расплавом; 6 – разрушение покрытия.

Точки на рис. 4 выбраны из фиксированной на компьютере оциллограммы через каждые 150 с. Оциллограмма получена на машине трения при смазывании авиационным маслом марки МС-20.

Схема перехода трибосистемы на смазывание расплавом представлена на рис. 5. Общий анализ оциллограмм изменений коэффициента трения и температуры контактной зоны испытываемых образцов радиальных и упорных подшипников скольжения позволил установить последовательность и выделить общие фазы исследуемого процесса гидродинамического смазывания металлическим расплавом в следующем виде.

Более подробно фазы эволюции трибосистемы (рис. 5): 1 – исходная работа в режиме гидродинамического смазывания жидким смазочным материалом; 2 – прекращение подачи жидкого смазочного материала, переход к “голодному” смазыванию, рост коэффициента трения и температуры; 3 – приработка контактной поверхности покрытия в условиях дефицита смазочного материала и некоторое снижение коэффициента трения; 4 – сухое трение, практически без смазочного материала, и дальнейший рост коэффициента трения и контактной температуры; 5 – плавление легкоплавкого металлического покрытия (сплав Вуда) и смазывание расплавом в гидродинамическом режиме; 6 – вытеснение расплава из зоны трения, резкий рост коэффициента трения.



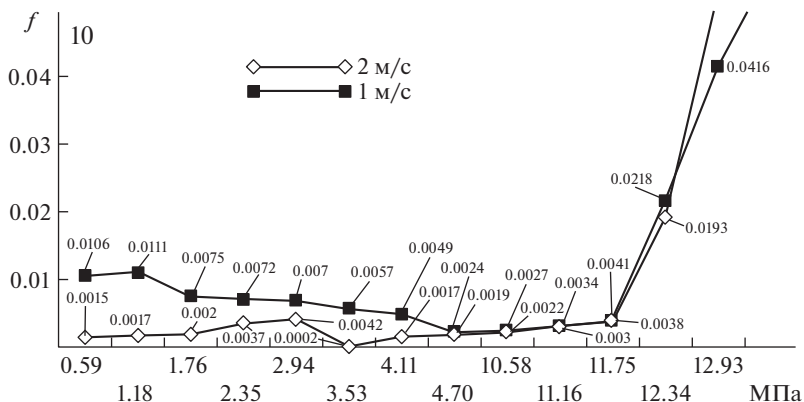


Рис. 6. Несущая способность исследуемых трибосистем.

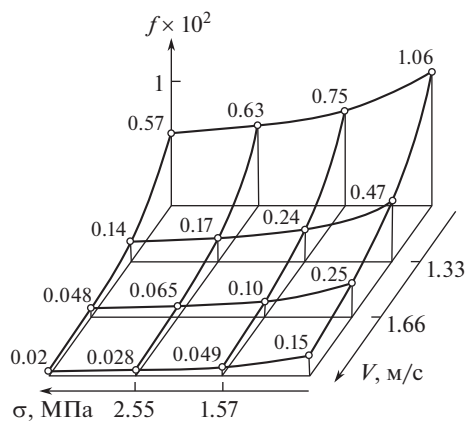


Рис. 7. Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения подшипников.

Таким образом, установлены последовательные этапы механизма смазывания подшипников скольжения металлическими расплавами. Это может быть использовано как некоторая компенсация аварийного прекращения подачи смазочного материала, а также как определенный ограничитель температуры трибосистемы.

К основным эксплуатационным характеристикам исследуемых подшипников скольжения относятся их нагрузочная способность и коэффициенты трения в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. Знание несущей способности позволяет ограничить нагрузку в области исследований для определения коэффициента трения (рис. 6–8).

В табл. 3 приведены результаты верификации расчетных моделей, полученных теоретически, путем их сравнения с данными экспериментальных исследований.

Величины коэффициентов трения (табл. 3), с высокой достоверностью подтверждают наличие стабильного гидродинамического режима смазывания в условиях проведенного эксперимента и удовлетворительную сходимость результатов эксперимента

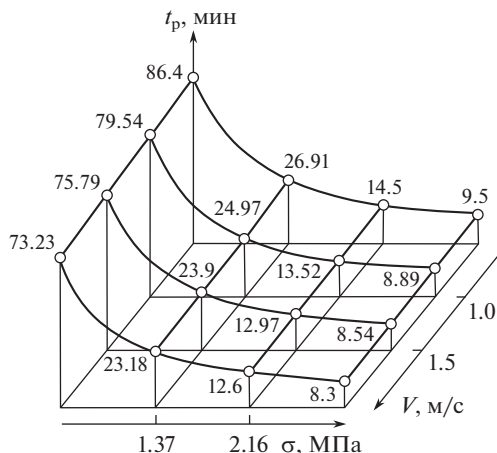


Рис. 8. Влияние нагрузочно-скоростных режимов на ресурс подшипников.

с итогами теоретических исследований. Наибольшая невязка сравниваемых величин не превышает 5%.

**Выводы. 1.** Оценка комплексного влияния гидродинамического давления на реологию микрополярных смазочных материалов (минерального масла и легкоплавкого металлического расплава) при получении расчетных моделей подшипников скольжения обеспечила повышение точности расчетов основных параметров трибосистем (коэффициента трения и несущей способности) на 8–11%. **2.** Визуализация разработанных теоретически расчетных моделей и оценка их точности, выполненная на основе сравнения результатов их численного анализа и триботехнических параметров, рассчитанных по адекватным регрессионным моделям, полученных экспериментально, доказала их высокую эффективность, точность (в пределах 9–13%) и применимость во всем исследованном диапазоне размеров и нагрузочно-скоростных режимов ( $d = 10–100$  мм;  $V = 0.5–11$  м/с;  $\sigma = 8–11$  МПа). **3.** Параллельный анализ уровня температуры в контактной области и величины коэффициента трения в процессе работы подшипника с легкоплавким металлическим покрытием при постепенном прекращении подачи жидкого смазочного материала в рабочую зону позволил установить последовательность фаз перехода от смазывания минеральным маслом к смазыванию металлическим расплавом при сохранении гидродинамического режима.

Таблица 3. Сравнение расчетных и экспериментальных коэффициентов трения при смазывании расплавом

№ п/п	Исходный смазочный материал	Режимы нагружения		Коэффициент трения, $f$		Погрешность, %
		$\sigma$ , МПа	$V$ , м/с	эксперимент	расчет	
1	МС-20	4.0	0.5	0.0270	0.0280	3–5
2	Тп-22С + + 5% Cu (вес)	4.0	0.5	0.0344	0.03270	
3		2.0	0.5	0.0318	0.03080	
4		4.0	2.0	0.0475	0.04860	
5		2.0	2.0	0.0437	0.04221	

## КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Akhverdiev K. S., Mukutadze A.M.* Damper with porous anisotropic ring // *Mechanical Engineering Research*. 2016. V. 6. № 2. P. 1.
2. *Mukutadze M.A., Khasyanova D.U.* Optimization of the supporting surface of a slider bearing according to the load-carrying capacity taking into account the lubricant viscosity depending on pressure and temperature // *J. of Machinery Manufacture and Reliability*. 2018. V. 47. № 4. P. 356.
3. *Opatskikh A.* Ferromagnetic lubricants in a bearing with a porous coating of a base ring // *Key Engineering Materials*. 2022. T. 909 KEM. C. 123.
4. *Kharlamov P.* Application of elastic-dissipative characteristics of the friction contact monitoring for the study of tribological processes in the system “railway track-rolling stock” // *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2022. T. 403 LNNS. C. 510.
5. *Куманин С.В.* Устойчивый режим работы клиновидной опоры скольжения повышенной несущей способности, работающей на сжимаемом смазочном материале и на собственном расплаве // *Инженерный вестник Дона*. 2022. № 6 (90). С. 766.
6. *Ильичев В.Ю.* Разработка методики определения характеристик упорных подшипников скольжения // *Научные известия*. 2022. № 26. С. 142.
7. *Кохановский В.А., Поляков В.Н.* Опорный профиль трибосистем скольжения // *Вестник машиностроения*. 2021. № 3. С. 53.
8. *Ахвердиев К.С., Болгова Е.А., Лагунова Е.О., Куманин С.В.* Гидродинамический расчет клиновидной системы “ползун-направляющая”, работающей на сжимаемом смазочном материале в условиях наличия расплава на поверхности направляющей // *Омский научный вестник*. 2021. № 2 (176). С. 10.
9. *Ахвердиев К.С., Болгова Е.А.* Клиновидная опора скольжения с податливой опорной поверхностью, работающая на сжимаемом материале в условиях наличия расплава на поверхности направляющей // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2021. № 2 (82). С. 8.
10. *Ахвердиев К.С., Василенко В.В., Лагунова Е.О.* Расчетная модель упорного подшипника с плавким покрытием ползуна и пористым покрытием направляющей // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2021. № 3 (83). С. 8.
11. *Vagrova V.N., Kolobov I.A.* Ways to improve wear resistance and damping properties of radial bearings taking into account inertial forces // В сборнике: *J. of Physics: Conf. Series. “Int. Conf. on Automatics and Energy, ICAE-2021”*. 2021. С. 012105.
12. *Задорожная Н.С.* Спектральная краевая задача колебаний невязкой жидкости бесконечной электропроводности // В сборнике: *Сборник научных трудов “Транспорт: наука, образование, производство”*. Труды Международной научно-практической конференции. 2020. С. 226.
13. *Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О.* Математическая модель вязкоупругого смазочного материала // В сборнике: *Сборник научных трудов “Транспорт: наука, образование, производство”*. Труды Международной научно-практической конференции. 2020. С. 177.
14. *Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О., Солон К.С.* Расчетная модель упорного подшипника скольжения на основе нелинейного реологического уравнения Максвелла с учетом существования предельного напряжения сдвига // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2015. № 4 (60). С. 129.
15. *Ахвердиев К.С., Колесников И.В., Митрофанов С.В., Копотун Б.Е.* Метод гидродинамического расчета упорного подшипника с учетом зависимости вязкости слоистой смазочной жидкости от температуры // *Инженерный вестник Дона*. 2015. № 3 (37). С. 141.