

УДК 621.822.117

DOI: 10.22213/2413-1172-2023-1-55-62

Расчетная модель радиального подшипника с упругим опорным профилем подшипниковой втулки и металлическим покрытием поверхности вала

К. С. Ахвердиев, доктор технических наук, профессор, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

С. В. Куманин, аспирант, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

Г. А. Бадахов, аспирант, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

Статья посвящена разработке и анализу математической расчетной модели движения смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с упругим опорным профилем поверхности подшипниковой втулки и металлическим покрытием поверхности вала, обладающим истинно вязкими свойствами.

Разработаны новые математические модели на основе базовых уравнений, учитывающих течение истинно вязкой жидкости для «тонкого слоя», податливость опорной поверхности подшипниковой втулки – уравнение Ламе, сжимаемость – уравнение состояния, формула Вейсбаха – Дарси, профиль расплавленного контура металлического покрытия поверхности вала – скорости диссипации механической энергии.

Результаты проведенного численного анализа, полученные за счет изменения конструкции радиального подшипника, а также учета сжимаемости смазочного материала и расплава покрытия уточненных моделей, позволили получить качественную оценку эффективности податливого опорного профиля подшипниковой втулки и вала с металлическим покрытием.

Выполнен сравнительный анализ полученных результатов теоретического и экспериментального исследования конструкций радиального подшипника: с металлическим покрытием; без покрытия; упругим опорным профилем; без учета упругости опорного профиля; с учетом сжимаемости; без учета сжимаемости смазочного материала. В завершение комплекса исследований проведены экспериментальные испытания, которые подтвердили правильность результатов теоретических исследований. Оригинальность разработанных расчетных моделей, учитывающих применение дополнительного смазывания металлическим покрытием на поверхности вала для компенсации аварийного недостатка смазочного материала, сжимаемость смазочного материала, а также податливость опорной поверхности подшипника, состоит в применении методики получения их точных автомодельных решений.

В результате теоретического, экспериментального исследования и сравнительного анализа имеющихся научных результатов с полученными установлено, что применение исследованных радиальных подшипников скольжения с учетом вышеуказанных факторов значительно повышает несущую способность (на 8...9 %), а коэффициент трения снижается на 7...8 %.

Ключевые слова: радиальный подшипник, сжимаемость, металлическое покрытие, податливость, гидродинамический режим.

Условные обозначения: $\beta' \varphi(\theta)$ – функция, характеризующая покрытие на поверхности вала; \tilde{H} – толщина металлического покрытия; $\lambda \varphi(\theta)$ – функция, характеризующая деформацию опорной поверхности подшипниковой втулки; v', u' – компоненты вектора скорости; u'_r и u'_θ – компоненты вектора перемещения; p' – гидродинамическое давление; ρ' – плотность; L' – удельная теплота плавления на единицу объема; $p' = \frac{\lambda \Omega^2 r_0^2}{2} \rho'$ – формула Вейсбаха – Дарси; λ – коэффициент потерь на трение; μ – динамический коэффициент вязкости; $\tilde{\alpha}^*$ – постоянная Мухелишвили; G – модуль сдвига; \tilde{p} – максимальное значение давления, соответствующее случаю подшипника с жесткой опорной поверхностью; M – упругогидродинамический параметр.

Введение
Н адежность и высокую производительность современной техники возможно обеспечить за счет создания на стадии

проектирования механизмов для принятия принципиальных решений о конструктивном исполнении деталей и их сопряжений, а также о применяемых материалах, способных гаран-

тировать необходимый уровень надежности и повышение их ресурса, что имеет большое экономическое значение.

В настоящее время в качестве модели гидродинамического смазывания в подшипниках скольжения одновременно используются смазочный материал, отделяющий поверхности подшипника, и смазочный материал, полученный в результате расплава металлического покрытия.

Анализируя статью «Некоторые особенности расчета долговечности узлов и деталей машин» авторов М. Ю. Карелиной, И. В. Костюк, Т. Ю. Черепниной, В. Р. Рогова (Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2020. Т. 23, № 3. С. 25–30. DOI: 10.22213/2413-1172-2020-3-25-30), а также работы [1–8], посвященные гидродинамическому расчету трибосистем, работающих на ньютоновских и неньютоновских смазочных материалах, при учете зависимости реологических свойств смазочного материала от давления и температуры в условиях ламинарного и турбулентного режима течения можно сформулировать условие необходимости использования дополнительных факторов для увеличения гидродинамического режима трения.

Анализ результатов исследования покрытий на поверхности подшипниковой втулки из разных матричных антифрикционных композитов и стратифицированного течения смазочного материала [9–11], а также исследований подшипников скольжения с податливым или адаптированным к условиям трения опорным профилем выявил, что учет вышеперечисленных факторов улучшает вибропоглощающие свойства подшипников скольжения и снижает их температуру (см., например, Андреева О. Б., Кирищев В. И., Мукутадзе М. А. Повышение износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 3. С. 23–31, а также [12–16]). Установлено, что путем варьирования вида конструкции подшипника и антифрикционного покрытия, соотношения реологических свойств, стратифицированного течения смазочного материала можно разработать эффективные конструкции для применения в трибоузлах машин и механизмов.

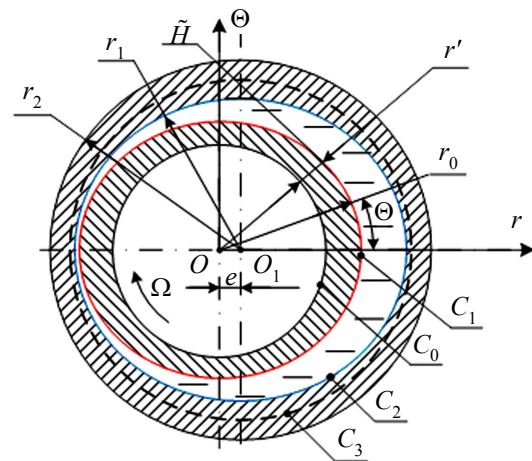
Уменьшению износа в работах [17–20] посвящены исследования радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавким металлическим покрытием поверхности подшипниковой втулки с учетом реологических свойств применяемого смазочного материала и расплава покрытия, обладающих при ламинарном и тур-

булентном течении ньютоновскими и неньютоновскими свойствами, которые позволяют эффективно управлять показателями надежности и долговечности трибоузлов для различных условий эксплуатации.

Цель исследования – разработка математической модели радиального подшипника скольжения, учитывающей дополнительные факторы: металлическое покрытие на поверхности цапфы, упругость опорной поверхности подшипников втулки и сжимаемость применяемого смазочного материала для различных условий эксплуатации.

Постановка задачи

Рассматривается ламинарное движение вязкой сжимаемой жидкости в зазоре радиального подшипника при наличии расплава на поверхности вала. Подшипник с податливой опорной поверхностью неподвижен, а вал с расплавленной поверхностью вращается с угловой скоростью Ω (см. рисунок).



Рабочая схема: r_0 , r_1 , r_2 – радиусы, соответственно, вала, втулки, подшипника; r' – радиусы вала, втулки и подшипника, выраженные через полюс в центре вала

Working scheme: r_0 , r_1 , r_2 - the radii of the shaft, sleeve, bearing, respectively; r' - the radii of the shaft, sleeve and bearing, expressed through the pole in the center of the shaft

В полярной системе координат $r\theta$ уравнение контуров цапфы с покрытием (C_1), после расплава покрытия поверхности цапфы (C_0), контура подшипниковой втулки (C_2), с учетом деформации (C_3) и без учета деформации (C_4) зададим в виде

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0; & C_0 : r' &= r_0 - \beta' \varphi(\theta); \\ C_2 : r' &= r_1 + e \cos \theta = h'(\theta); \\ C_3 : r' &= r_1 + e \cos \theta + \lambda' \varphi(\theta) = \bar{h}'(\theta); \\ C_4 : r' &= r_2 + e \cos \theta = \bar{H}'(\theta). \end{aligned} \quad (1)$$

Основные уравнения и граничные условия

Исходными базовыми уравнениями являются: уравнения движения вязкой сжимаемой жидкости для случая «тонкого слоя», уравнения неразрывности, уравнение состояния, уравнение, описывающее расплавленный контур вала, а также уравнение Ламе для определения компонентов вектора перемещений. Для случая «тонкого слоя» в полярной системе координат указанная система имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial p'}{\partial r'} = 0, \quad \mu \frac{\partial^2 v'_0}{\partial r'^2} = \frac{1}{r'} \frac{dp'}{d\theta}, \\ \frac{\partial(\rho'v'_{r'})}{\partial r'} + \frac{\rho'v'_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial(\rho'v'_0)}{\partial \theta} = 0, \quad p' = \frac{\lambda\Omega^2 r_0^2}{2} \rho', \\ (r_0 - \beta'\varphi(\theta))\Omega L' \frac{1}{r'} \frac{d}{d\theta}(\Phi(\theta)) = \\ = -2\mu \int_{\Phi(\theta)}^{\bar{h}(\theta)} \left(\frac{\partial v'}{\partial r'} \right)^2 dr', \end{aligned} \quad (2)$$

$$(\lambda + G) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r'} - G \left(\frac{u'_{r'}}{r'^2} + \frac{2}{r'^2} \frac{\partial u'_0}{\partial \theta} \right) + G \Delta u'_{r'} = 0,$$

$$(\lambda + G) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} - G \left(\frac{u'_0}{r'^2} + \frac{2}{r'^2} \frac{\partial u'_{r'}}{\partial \theta} \right) + G \Delta u'_0 = 0,$$

где $\varepsilon = \frac{\partial u'_{r'}}{\partial r'} + \frac{\partial u'_0}{\partial \theta}$; $\Phi(\theta) = r_0 - \beta'\varphi(\theta)$.

Граничные условия рассматриваемой задачи можно записать как

$$u' = 0, v' = 0 \text{ при } r' = h'(\theta), \quad p'(0) = p'(2\pi) = P_g;$$

$$u' = 0, v' = \Omega(r_0 - \beta'\varphi(\theta)) \text{ при } r' = r_0 - \beta'\varphi(\theta);$$

$$r_0 - \beta'\varphi(\theta) = r_0 - \tilde{H} \text{ при } \theta = 0. \quad (3)$$

Сначала задачу необходимо решить для $L' \rightarrow \infty$:

$$\frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = 0 \Rightarrow \Phi(\theta) = r_0 - \tilde{H} = \alpha^*. \quad (4)$$

Переход к безразмерным величинам:
– смазочный слой

$$\begin{aligned} v'_{r'} = v = \Omega \delta u, \quad v'_0 = \Omega \alpha^* v, \quad p' = P_g p, \quad \rho' = \rho^* \rho, \\ \rho^* = \frac{2P_g}{\lambda\Omega^2 r_0^2}, \quad r' = r_0 + \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0. \end{aligned} \quad (5)$$

– нежесткий слой

$$\begin{aligned} r' = r_0 + \delta_1 r^*, \quad \delta_1 = r_1 - r_0 + \lambda'\varphi(\theta), \\ u'_{r'} = u^* u_r, \quad u'_0 = u^* u_\theta. \end{aligned} \quad (6)$$

Учитывая (5) и (6), уравнения (2) и (3) можно преобразовать к виду

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v}{\partial \theta} = \frac{1}{\Lambda} \frac{\partial p}{\partial \theta}, \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial \theta} = 0, \quad p = \rho, \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 u'_{r^*}}{\partial r'^2} = 0, \quad \frac{\partial^2 u'_0}{\partial r'^2} = 0; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} u = 0, v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta + \eta_1 \varphi(\theta) = \bar{h}(\theta); \\ u = 0, v = 1 \text{ при } r = -\frac{\tilde{H}}{\delta}; \quad p(0) = p(2\pi) = 1, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\eta = e/\delta$; $\eta_1 = \lambda'/\delta$; $\Lambda = \frac{\mu\Omega\alpha^* r_0}{\delta^2 P_g}$.

Граничные условия для u_{r^*} запишем в виде

$$\begin{aligned} u_{r^*} = 0 \text{ при } r^* = 1 + \eta_2 \cos \theta, \\ M \frac{\partial u_{r^*}}{\partial r^*} \Big|_{r^*} = -\tilde{p} r^* = \eta_2 \cos \theta, \end{aligned} \quad (10)$$

где $\eta_2 = \frac{e}{\delta_1}$; $M = \frac{G(1 + \tilde{\alpha}^*) u^* \delta^2}{(1 - \tilde{\alpha}^*) \mu \Omega r_0^2 \delta_1}$.

Решая первое уравнение системы (8) с учетом (10), получим

$$u_r = -\frac{\tilde{p}}{M} r^* + \frac{\tilde{p}}{M} (1 + \eta_2 \cos \theta). \quad (11)$$

Используем приближенную формулу

$$|\bar{h}(\theta) - \bar{H}(\theta)| \approx u_{r^*} \text{ при } r^* = \eta_2 \cos \theta, \quad (12)$$

и, учитывая (12) и (9), будем иметь

$$\eta_1 \varphi(\theta) = \frac{\tilde{p}}{M}. \quad (13)$$

Как видно из формулы (13), безразмерная функция, характеризующая безразмерную деформацию упругого слоя опорной поверхности подшипника, прямо пропорциональна безразмерному гидродинамическому давлению. С учетом (13) точное решение (7)–(9) будем иметь в виде

$$\begin{aligned} \rho v = \frac{\partial \Psi}{\partial r} + V(r, \theta), \quad \rho u = \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} + U(r, \theta), \quad \Psi = \tilde{\Psi}(\xi), \\ U = \tilde{p} \tilde{u}(\xi) H'(\theta), \quad V(r, \theta) = p \tilde{v}(\xi), \end{aligned}$$

$$\xi = \frac{r_0 + \frac{\tilde{H}}{\delta}}{1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}}, \quad (14)$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{c}_1 p}{\left(1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^2} + \frac{\tilde{c}_1}{\left(1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^3}.$$

Учитывая (14) в (7) и (9), можно получить аналитическое выражение с граничными условиями

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \tilde{\Psi}}{d\xi^3} &= \tilde{c}_2, \quad \frac{d^2 \tilde{v}}{d\xi^2} = \tilde{c}_1, \\ \frac{d\tilde{u}}{d\xi} + \frac{H}{H'} \frac{1}{\rho} \frac{dp}{\alpha \theta} \tilde{v}(\xi) - \xi \frac{d\tilde{v}}{d\xi} &= 0; \\ \frac{d\tilde{\Psi}}{d\xi} &= 0 \text{ при } \xi = 0, \xi = 1, \quad p(0) = p(2\pi); \\ \tilde{u}(\xi) &= 0, \tilde{v}(\xi) = 1 \text{ при } \xi = 0; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\tilde{u}(1) = 0, \tilde{v}(1) = 0, \int_0^1 \tilde{v}(\xi) d\xi = 0, \quad (16)$$

где $H = 1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}$.

Решение системы (15), (16)

$$\begin{aligned} \frac{d\tilde{\Psi}}{d\xi} &= \frac{\tilde{c}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \\ \tilde{v}(\xi) &= \tilde{c}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(-1 - \frac{\tilde{c}_1}{2}\right) \xi + 1, \quad \tilde{c}_1 = 6, \end{aligned} \quad (17)$$

где \tilde{c}_2 определяется из условия $p(0) = p(2\pi) = 1$.

Будем иметь

$$\tilde{c}_2 = -\tilde{c}_1 \left(1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right) \cdot \left(1 - \frac{3}{2} \tilde{\eta}^2\right). \quad (18)$$

Гидродинамическое давление можно определить из уравнения

$$P = \Lambda \int_0^\theta \left(\frac{\tilde{c}_1}{h^2} + \frac{\tilde{c}_2}{p h^3} \right) d\theta + 1. \quad (19)$$

Решим уравнение (19) методом последовательных приближенных, ограничиваясь при этом двумя приближенными:

$$p = \frac{\tilde{\eta} \tilde{c}_1 \Lambda}{\left(1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta - \frac{3}{4} \tilde{\eta}^2 \sin 2\theta \right) + 1, \quad (20)$$

$$\text{где } \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}}; \quad \tilde{p} = \frac{\tilde{\eta} \tilde{c}_1 \Lambda}{1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}}.$$

Определение нагрузочной способности и силы трения

С учетом (17) и (20) для нагрузочной способности и силы трения получим следующие аналитические выражения:

$$\begin{aligned} R_x &= 0; \\ R_y &= p^* \alpha^* \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta = \frac{2P_g \alpha^*}{\lambda \Omega^2 r_0^2} \cdot \frac{\tilde{c}_1 \Lambda \tilde{\eta} \pi}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^2}; \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} L_{\text{тр}} &= \frac{\mu \Omega \alpha^*}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\tilde{\Psi}''(0)}{\tilde{p} \left(1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}\right)^2} + \frac{\tilde{v}'(0)}{1 + \eta \cos \theta + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}} \right] d\theta = \\ &= \frac{\mu \Omega \alpha^*}{\delta} \cdot \frac{3 \left(1 - \frac{3}{2} \tilde{\eta}^2\right) (2\pi + 3\pi \tilde{\eta}^2)}{1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}} \cdot \frac{1}{\rho} - \frac{4(2\pi + \tilde{\eta}^2 \pi)}{1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}}, \end{aligned} \quad (22)$$

$$\text{где } \tilde{p} = \max_{\theta \in [0, 2\pi]} p = \frac{\tilde{c}_1 \Lambda \tilde{\eta}}{1 + \frac{\tilde{H}}{\delta} + \frac{\tilde{p}}{M}}, \quad \tilde{c}_1 = 6.$$

Приведем решение рассматриваемой задачи для неэкстремальных значений L' (т. е. при $L' \rightarrow \infty$). Предварительно $\frac{\partial v'}{\partial r'}$ осредним интегрально по интервалу $[\Phi(0), \bar{h}'(0)]$. Будем считать, что

$$\begin{aligned} \frac{\partial v'}{\partial r'} &= \frac{1}{\tilde{h}_1(\theta) - \Phi(\theta)} \int_{\Phi(\theta)}^{\tilde{h}'(\theta)} \frac{\partial v'}{\partial r'} \partial r' = \\ &= -\frac{\Omega \Phi(\theta)}{\tilde{h}(\theta) - \Phi(\theta)} \Rightarrow \int_{\Phi(\theta)}^{\tilde{h}'(\theta)} \left(\frac{\partial v'}{\partial v} \right)^2 \partial r' = \quad (23) \\ &= \frac{\Omega^2 \Phi^2(\theta)}{\tilde{h}(\theta) - \Phi(\theta)}. \end{aligned}$$

С учетом (22) для функции $\Phi(\theta)$ имеем

$$\frac{d\Phi}{d\theta} = -\frac{2\mu\Omega}{L'} \frac{\Phi(\theta)}{\left[r_1 + e \cos \theta + \frac{\tilde{p}}{M} \delta - \Phi(\theta) \right]}.$$

Интегрируя это уравнение, получим

$$\Phi = r_0 - \tilde{H} - \frac{2\mu\Omega}{L'} \int_0^\theta \frac{\Phi^2(\theta) d\theta}{r_1 + e \cos \theta + \frac{\tilde{p}}{M} \delta - \Phi(\theta)}.$$

Решая это уравнение методом последовательных приближений для нулевого и первого приближения, будем иметь

$$\begin{aligned} \Phi_0 &= r_0 - \tilde{H}, \\ \Phi_1 &= \frac{2\mu\Omega}{L'} \int_0^\theta \frac{(r_0 - \tilde{H}) d\theta}{r_1 + e \cos \theta + \frac{\tilde{p}}{M} \delta - r_0 + \tilde{H}}. \quad (24) \end{aligned}$$

Интегрально осредняя по интервалу $[0; 2\pi]$, получим

$$\frac{1}{2\pi} \frac{2\mu\Omega}{L'} \int_0^{2\pi} \Phi_1(\theta) d\theta = \tilde{H}. \quad (25)$$

Найденные аналитические выражения (21) и (22) для рабочих характеристик подшипника остаются в силе и для рассматриваемого случая, если в этих выражениях $\frac{\tilde{H}}{\delta}$ заменить на $\frac{\tilde{H}}{\delta}$.

Анализ полученных результатов

Для проверочных расчетов полученных моделей использовались параметры с численными значениями: $d = 40$ мм, $V = 0,3 \dots 3$ м/с, $\sigma = 6 \dots 30$ МПа, $\mu_0 = 0,0707 \dots 0,0076$ Нс/м².

В результате исследования установлено, что учет дополнительных факторов (сжимаемости, реологических свойств смазочного материала и расплава металлического покрытия, податливости опорного профиля подшипниковой втулки) увеличивает несущую способность в среднем на 8...9%. При этом коэффициент трения снижается примерно на 7...8% в диапазоне исследованных режимов.

Экспериментальные исследования

Для верификации разработанных теоретических моделей с учетом дополнительных факторов были проведены экспериментальные исследования на стандартной машине трения модели ИИ 5018. Образцы типа «частичный вкладыш» (колодка) имели рабочую опорную поверхность, выполненную по специальному некруговому контуру. Контртелом пары трения является пара вал – ролик $\varnothing 40$ мм с металлическим покрытием. Нагрузочно-скоростной диапазон составил для $\sigma = 6 \dots 30$ МПа, для $V = 0,3 \dots 3,0$ м/с.

Результаты исследования

В таблице приведены результаты сравнительного анализа величины коэффициента трения конструкции радиального подшипника с металлическим покрытием поверхности вала и упругим опорным профилем подшипниковой втулки для частного случая: $V = 1$ м/с и $\sigma = 6 \dots 30$ МПа.

Сравнительный анализ величин коэффициента трения разработанного подшипника, полученных численным анализом и экспериментально

Comparative analysis of the values of the friction coefficient of the developed bearing obtained by numerical analysis and experimentally

№ п/п	Режим		Теоретическое исследование		Экспериментальное исследование		Погрешность, %	
	σ , МПа	V , м/с	Метал. покрытие	Покр. и податл. опорная поверхность	Метал. покрытие	Покр. и податл. опорная поверхность	Метал. покрытие	Покр. и податл. опорная поверхность
1	6	1	0,0110	0,0127	0,0164	0,0139	4...10	6...11
2	12	1	0,0093	0,0068	0,0099	0,0067		
3	18	1	0,0065	0,0046	0,0076	0,0058		
4	24	1	0,0080	0,0056	0,0102	0,0077		
5	30	1	0,0120	0,0089	0,0132	0,0103		

Основные результаты и выводы

1. Анализ теоретических и экспериментальных исследований доказал эффективность разработанных математических моделей с учетом новых факторов, обеспечивающих повышение нагрузочной способности и снижение коэффициента трения в указанном диапазоне эксплуатационных нагрузочно-скоростных режимов.

2. Оригинальность полученных расчетных моделей, учитывающих применение дополнительного смазывания металлическим покрытием на поверхности вала для компенсации аварийного недостатка смазочного материала, сжимаемость смазочного материала, а также податливость опорной поверхности подшипника, состоит в применении методики получения их точных автоточных решений.

3. В результате теоретического, экспериментального исследования и сравнительного анализа имеющихся научных результатов с полученными установлено, что применение исследованных радиальных подшипников скольжения с учетом вышеуказанных факторов значительно повышает несущую способность (8...9 %), а коэффициент трения снижается на 7...8 %.

4. Полученные результаты подтверждают эффективность расчетных моделей при их использовании для прикладных инженерных расчетов.

Библиографические ссылки

1. *Opatskikh A.N., Mukutadze M.A., Sukhorukova O.B.* (2021) Simulation model of a journal bearing with a porous and low-melting metal alloy coating on different contact surfaces: Proc. of the 6th International Conference on Industrial Engineering, 2021, pp. 1171-1179.

2. *Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Zadorozhnaya N.S.* (2021) Mathematical analysis of the model of a low-melting metal coating on the surface of the guide: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, p. 012023.

3. *Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Opatskikh A.N., Novakovich M.V., Poltinnikov V.I.* (2021) Mathematical model of a micropolar lubricating stuff: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, p. 012027.

4. *Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Solop K.S.* (2017) Working out of an analytical model of an axial bearing taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubrication on pressure and temperature: International J. of Applied Engineering Research, 2017, vol. 12, no. 14, pp. 4644-4650.

5. *Vernigora G.D., Kruchinina E.V., Mukutadze M.A.* (2021) Computational model of a micropolar lubricant with a nonstandard support profile and a metal coating at incomplete filling of the working gap. J. of Physics: Conference Series, 2021, p. 012037.

6. *Mukutadze M.A.* [et al.] (2019) Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering, 2019, p. 012021.

7. Математическая модель смазочного материала в опоре скольжения с плавким покрытием и учетом зависимости вязкости от давления при неполном заполнении рабочего зазора / Д. У. Хасьянова, М. А. Мукутадзе, А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 5. С. 33–40.

8. *Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А.* Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения с металлическим покрытием // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 2. С. 41–46.

9. *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. 46–53.

10. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием / В. И. Кирищинева, И. А. Колобов, М. А. Мукутадзе, В. Е. Шведова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2022. № 3 (87). С. 18–25.

11. Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармоница, В. В. Василенко // Вестник машиностроения. 2017. № 12. С. 33–38.

12. *Гармоница А. Н., Мукутадзе М. А., Приходько В. М.* Расчетная модель радиального подшипника с двухслойным пористым покрытием на поверхности вала, работающего на электропроводящем смазочном материале // Инженерный вестник Дона. 2017. № 3 (46). С. 49.

13. *Мукутадзе М. А., Гармоница А. Н., Приходько В. М.* Расчетная модель упорного подшипника с пористым покрытием на поверхности направляющей // Вестник Донского государственного технического университета. 2017. Т. 17, № 3 (90). С. 70–77.

14. Гидродинамический расчет упорного подшипника с нежесткой опорной поверхностью / М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, А. Н. Гармоница, С. А. Солоп, В. В. Василенко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2017. № 1 (65). С. 128–137.

15. *Лагунова Е. О., Мукутадзе М. А.* Расчет радиального подшипника скольжения с легкоплавким покрытием // Трение и износ. 2019. Т. 40, № 1. С. 112–120.

16. *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. С. 51–58.

17. *Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Vasilenko V.V.* (2019) Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide sur-

faces: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Novosibirsk, 2019, p. 012031.

18. Мукутадзе М. А., Хасьянова Д. У. Радиальный подшипник скольжения в турбулентном режиме трения с легкоплавким покрытием // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 5. С. 48–58.

19. Василенко В. В., Лагунова Е. О., Мукутадзе М. А. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала // Наукоедение. 2017. Т. 9, № 5. С. 16.

20. Мукутадзе М. А., Лагунова Е. О., Василенко В. В. Разработка расчетной модели гидродинамического смазочного материала, образующегося при плавлении подпятника, при наличии принудительной смазки // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 3. С. 76–83.

References

1. Opatskikh A.N., Mukutadze M.A., Sukhorukova O.B. (2021) Simulation model of a journal bearing with a porous and low-melting metal alloy coating on different contact surfaces: Proc. of the 6th International Conference on Industrial Engineering, 2021, pp. 1171-1179.
2. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Zadorozhnaya N.S. (2021) Mathematical analysis of the model of a low-melting metal coating on the surface of the guide: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, p. 012023.
3. Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Opatskikh A.N., Novakovich M.V., Poltinnikov V.I. (2021) Mathematical model of a micropolar lubricating stuff: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, p. 012027.
4. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Solop K.S. (2017) Working out of an analytical model of an axial bearing taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubrication on pressure and temperature. *International J. of Applied Engineering Research*, 2017, vol. 12, no. 14, pp. 4644-4650.
5. Vernigora G.D., Kruchinina E.V., Mukutadze M.A. (2021) Computational model of a micropolar lubricant with a nonstandard support profile and a metal coating at incomplete filling of the working gap. *J. of Physics: Conference Series*, 2021, p. 012037.
6. Mukutadze M.A. [et al.] (2019) Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering, 2019, p. 012021.
7. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Zadorozhnaya N.S. (2021) [Mathematical model of a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating and taking into account the dependence of viscosity on pressure with incomplete filling of the working gap]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2021, no. 5, pp. 33-40 (in Russ.).
8. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. (2022) [Improving the wear resistance of a radial plain bearing with a metal coating]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2022, no. 2, pp. 41-46 (in Russ.).
9. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. (2022) [Improving the Wear Resistance of a Radial Plain Bearing Lubricated by Micropolar Lubricants and Metallic Coating Melts]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2022, № 4, pp. 46-53 (in Russ.).
10. Kirishchieva V.I., Kolobov I.A., Mukutadze M.A., Shvedova V.E. (2022) [Improving the wear resistance of a radial bearing with a non-standard support profile and polymer coating]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshheniya*, 2022, no. 3 (87), pp.18-25 (in Russ.).
11. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Harmonina A.N., Vasilenko V.V. (2017) [Radial sliding bearing with a pliable bearing surface]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2017, no. 12, pp. 33-38 (in Russ.).
12. Harmonina A.N., Mukutadze M.A., Prikhodko V.M. (2017) [Calculation model of a radial bearing with a two-layer porous coating on the surface of a shaft running on an electrically conductive lubricant]. *Inzhenernyy vestnik Dona*, 2017, no. 3 (46), pp. 49 (in Russ.).
13. Mukutadze M.A., Harmonina A.N., Prikhodko V.M. (2017) [Design model of a thrust bearing with a porous coating on the surface of the guide]. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta*, 2017, vol. 17, no. 3 (90), pp. 70-77 (in Russ.).
14. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Harmonina A.N., Solop S.A., Vasilenko V.V. (2017) [Hydrodynamic calculation of a thrust bearing with a non-rigid bearing surface]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya*, 2017, no. 1 (65), pp. 128-137 (in Russ.).
15. Lagunova E.O., Mukutadze M.A. (2019) [Calculation of a radial sliding bearing with a fusible coating]. *Trenie i iznos*, 2019, vol. 40, no. 1, pp. 112-120 (in Russ.).
16. Mukutadze M.A., Khasyanova D.U., Mukutadze A.M. (2020) [Hydrodynamic model of a wedge-shaped sliding support with a fusible metal coating]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2020, no. 4, pp. 51-58 (in Russ.).
17. Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Vasilenko V.V. (2019) Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide surfaces: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Novosibirsk, 2019, p. 012031.
18. Mukutadze M.A., Khasyanova D.U. (2019) [Radial sliding bearing in turbulent friction mode with fusible coating]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2019, no. 5, pp. 48-58 (in Russ.).
19. Vasilenko V.V., Lagunova E.O., Mukutadze M.A. (2017) [Hydrodynamic calculation of a radial bearing lubricated by a melt of a fusible coating in the presence of a lubricant]. *Naukovedenie*, 2017, vol. 9, no. 5, p. 16 (in Russ.).
20. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Vasilenko V.V. (2018) [Development of a computational model of a hydrodynamic lubricant formed during the melting of a podpyatnik in the presence of forced lubrication]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2018, no. 3, pp. 76-83 (in Russ.).

Design Model of Radial Bearing with Bearing Sleeve Elastic Bearing Profile and Metal Coated Shaft Surface

K.S. Akhverdiev, DSc in Engineering, Professor, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

S.V. Kumanin, Postgraduate, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

G.A. Badakhov, Postgraduate, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

The article is devoted to the development and analysis of a design model of lubricant movement in the working gap of a radial journal bearing with an elastic bearing profile of the bearing sleeve surface and a metal coating of the shaft surface with truly viscous properties.

New mathematical models have been developed based on basic equations that take into account the flow of a truly viscous liquid for a "thin layer", the malleability of the bearing sleeve support surface - the Lamé equation, compressibility - the equation of state, the Weisbach - Darcy formula, the profile of the molten contour of the metal coating of the shaft surface - the rate of dissipation of mechanical energy.

The results of the numerical analysis of the refined models obtained by changing the design of the radial bearing, as well as taking into account the compressibility of the lubricant and the coating melt, allowed us to obtain an effectiveness qualitative assessment of the malleable bearing profile of the bearing sleeve and the shaft with a metal coating.

A comparative analysis of the obtained results of theoretical and experimental studies of radial bearing structures: with and without metal coating; elastic support profile; without taking into account the elasticity of the support profile; taking into account compressibility; without taking into account the compressibility of the lubricant. At the end of the research complex, experimental tests were carried out that confirmed the correctness of the results of theoretical studies. The ingenuity of the developed design models, taking into account the use of additional lubrication with a metal coating on the shaft surface to compensate for an emergency shortage of lubricant, the compressibility of the lubricant, as well as the malleability of the bearing surface, consists in the application of a technique for obtaining their exact self-similar solutions.

As a result of theoretical, experimental research and comparative analysis of the available scientific results with the obtained ones, it was found that the use of the studied radial journal bearings, taking into account the above factors, significantly increases the bearing capacity (8-9 %), and the coefficient of friction decreases by 7...8 %.

Keywords: radial bearing; compressibility; metal coating; malleability; hydrodynamic regime.

Получено 01.12.2022

Образец цитирования

Ахвердиев К. С., Куманин С. В., Бадахов Г. А. Расчетная модель радиального подшипника с упругим опорным профилем подшипниковой втулки и металлическим покрытием поверхности вала // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2023. Т. 26, № 1. С. 55–62. DOI: 10.22213/2413-1172-2023-1-55-62.

For Citation

Akhverdiev K.S., Kumanin S.V., Badakhov G.A. (2023) [Design Model of Radial Bearing with Bearing Sleeve Elastic Bearing Profile and Metal Coated Shaft Surface]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2023, vol. 26, no. 1, pp. 55-62 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2023-1-55-62.