

УДК 621.896+06
DOI: 10.25206/1813-8225-2023-187-5-14
EDN: IKFMSX

**М. А. МУКУТАДЗЕ
Х. Н. АБДУЛРАХМАН
В. Е. ШВЕДОВА
Г. А. БАДАХОВ
Н. В. ЗИНОВЬЕВ**

Ростовский государственный
университет путей сообщения,
г. Ростов-на-Дону

ИССЛЕДОВАНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С УЧЕТОМ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МИКРОПОЛЯРНОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Статья посвящена разработке и анализу модели движения микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и с канавкой на опорной поверхности.

Новые модели получены на базе классических уравнений в приближении для «тонкого слоя» и уравнения неразрывности, описывающих турбулентный режим движения смазочного материала с микрополярными реологическими свойствами. Результаты проведенного численного анализа полученных моделей существующих эксплуатационных характеристик позволили получить количественную оценку эффективности опорного профиля с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием с осевой канавкой.

Для завершения комплекса исследований и верификации теоретических разработок были выполнены экспериментальные исследования.

Новизна работы заключается в конкретизации методики инженерных расчетов конструкции эффективного радиального подшипника с антифрикционным полимерным покрытием с осевой канавкой на опорной поверхности подшипниковой втулки при учете зависимости реологических свойств микрополярного смазочного материала от давления и температуры в турбулентном режиме, позволяющей оценить величину основных эксплуатационных характеристик: гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения, а также расширить область практического применения моделей для инженерных расчетов.

Таким образом, конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием опорного профиля, канавкой шириной 3 мм обеспечила стабиль-

ное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований радиального подшипника диаметром 40 мм при скорости скольжения 0,3–3 м/с, нагрузке 4,9–24,5 МПа.

Ключевые слова: радиальный подшипник, исследование износостойкости, антифрикционное полимерное композиционное покрытие, канавка, верификация, турбулентный режим течения, зависимость вязкости от давления и температуры.

Введение. Для выполнения своих функций подшипники скольжения должны обладать высокими показателями теплостойкости, износостойкости и пределами выносливости материала подшипников скольжения. Условия работы гидродинамических опор скольжения зависят от скоростного и нагрузочного режимов эксплуатации, толщины смазочного слоя, температуры и давления в рабочем зазоре, расхода смазочного материала и коэффициента трения.

Применение современных высокотехнологичных смазочных материалов является ключевым фактором для снижения потерь на трение в сопряжениях и повышения энергоэффективности трибосистем в целом.

Задача расчета для тяжело нагруженных узлов трения основана на неклассической теории гидродинамического смазывания, описывающей поведение неньютоновских жидкостей в тонкой смазочной пленке, разделяющей поверхности трения трибосопряжения. Учитывая современные тенденции в производстве смазочных материалов и постоянный прогресс в области разработки противозносных и иных присадок, становится тяжелее разработать математические модели, описывающие поведение смазочных материалов на основе теории смазывания, опирающейся на реологическое поведение смазочного материала с учетом условия подачи смазочного материала, тепловых процессов, геометрии опорного узла и совокупности всех действующих нагрузок.

В исследовании М. Deligant и др. [1] предложена теоретическая модель, описывающая потери на трение в подшипниках скольжения. Полученные результаты практически совпали с итогами эксперимента, что позволяет прогнозировать величину потери трения. В результате расчета установлено, что охлаждение подшипника происходит за счет теплопроводности подшипника, крутящий момент не является линейной функцией скорости.

В работе [2] показано, что амплитуда прецессии ротора радиального подшипника скольжения в любом режиме составляет менее 11 микрон, что указывает на отсутствие прямого контакта между опорным кольцом и ротором.

Результаты исследования S. C. Sharma и др. [3] изменения вязкости с учетом тепловых явлений гибридного подшипника с прорезями показали, что коэффициенты подачи, жесткости и демпфирования, а также толщина смазочных материалов изменяются при учете тепловых эффектов.

B. Kucinski и Filhon [4] представили исследование гидродинамического давления, распределения температур в подшипнике скольжения на границе раздела пленка/втулка, скорости потока жидкости, потерь мощности и толщины пленки жидкости. В результате установлено, что критическими параметрами для высоконагруженных подшипников, работающих на низкой скорости, являются толщине

на пленки смазочного материала и максимальное давление; для высокоскоростных, работающих при малой нагрузке, — максимальная температура.

P. Khatok и H. C. Garg [5] проанализировали работу капиллярно-компенсированных гибридных подшипников с учетом тепловых эффектов и микрополярного смазочного материала. Установлено, что для получения более реальных характеристик необходим учет тепловых эффектов, так как значительное влияние на работу вышеуказанных подшипников оказывает увеличение температуры.

Результаты исследований [6–8] посвящены расчету характеристик устойчивости гидродинамических опор коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания с учетом параметров, характеризующих износостойкость, теплонапряженность и усталостную долговечность.

В работах [9–10] предложен метод тепловой диагностики, позволяющий определить функции фрикционного тепловыделения и момента трения по замерам температур. Установлено, что распределение температуры по длине вала и опоре однородно, а влияние теплоотдачи от их торцовых поверхностей незначительно и минимально. Необходимо описывать нестационарное температурное поле в рабочем зазоре двумерным уравнением теплопроводности.

Результаты исследования [11–18] посвящены разработке математических моделей тепловых процессов в подшипниках скольжения с учетом обобщения модели для одного подшипника. Для удобства инженерных расчетов формулы для нахождения температурного поля в подшипнике скольжения найдены с учетом предположения о постоянстве коэффициента разделения теплового потока на границе контакта между цапфой и втулкой.

Для определения поведения нового смазочного материала, установления коэффициента и силы трения, а также тепловой мощности, выделяемой в жидкости, в работах [19–20] разработана эластогидродинамическая теория смазывания, позволяющая более точно и универсально рассчитывать тепловыделение с учетом явлений, возникающих в смазочном слое.

В настоящее время при расчете тепловыделения также используются эмпирические зависимости [21–24] от геометрических параметров, условий эксплуатации и свойств применяемых смазочных материалов. Это обстоятельство подчеркивает важность разработки новых и повышения точности уже имеющихся расчетных моделей.

Целью исследования является установление зависимости реологических свойств смазочного материала радиального подшипника скольжения с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием поверхности подшипниковой втулки с канавкой от давления и температуры.

Постановка задачи. Задача включает рассмотрение турбулентного движения микрополярного

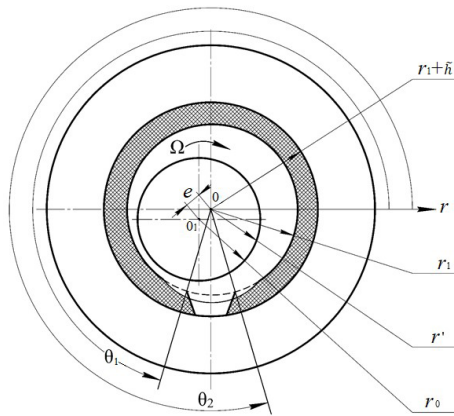


Рис. 1. Расчетная схема

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 полярной системе координат (рис. 1) с полюсом в центре подшипниковой втулки уравнение контура вала, втулки и ее поверхности с полимерным покрытием, имеющим осевую канавку, запишем в виде

$$r' = r_0(1 + H), \quad r' = r_1, \quad r' = r_1 - \tilde{h}, \quad (1)$$

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

Установлено, что вязкостные характеристики микрополярного смазочного материала зависят от давления и температуры по следующим законам [25]:

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

Исходными базовыми уравнениями с учетом (2) являются уравнение движения несжимаемой жидкости для «тонкого слоя» и уравнение неразрывности

$$\begin{aligned} j(2\mu' + \kappa') \left(\frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'} \right) &= \frac{1}{r'} \frac{dp'_i}{d\theta} - \kappa' \frac{\partial' v_{r'_i}}{\partial r'}, \\ j\gamma' \left(\frac{\partial^2 v'_{r'_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} \right) &= \kappa' v'_{r'_i} + \kappa' \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'}, \\ \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \\ \text{при } r' &= r_1; \quad \theta_1 < \theta < \theta_2; \\ v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \\ \text{при } r' &= r_1 - \tilde{h}; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \\ &\text{и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ v_{\theta} &= r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \end{aligned}$$

$$\text{при } r' = r_0 + e \cos \theta;$$

$$p(0) = p(\theta) = p_g. \quad (4)$$

Для удобства решения применяем стандартную методику перехода к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned} r' &= r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \\ r' &= (r_1 - \tilde{h}) - \delta r, \\ \delta &= (r_1 - \tilde{h}) - r_0, \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \\ v_{r'_i} &= \Omega \delta u_i; \quad p' = p' p, \\ p' &= \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega r_0^2}{2\delta^2}, \quad v' = v, \quad \mu' = \mu_0 \mu, \\ \kappa' &= \kappa_0 \kappa, \quad \gamma' = \gamma_0 \gamma, \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p}, \\ \beta &= T' \beta', \quad N^2 = \frac{\kappa_0}{2\mu_0 + \kappa_0}, \quad N_1 = \frac{2\mu_0 l^2}{\delta^2 \kappa_0}; \\ T' &= T' T; \quad T' = \frac{\mu_0 \Omega^2 r_0^2}{\Pi}; \quad l^2 = \frac{\gamma_0}{4\mu_0}. \end{aligned} \quad (5)$$

Учитывая выражения (5), из (3) и (4) получим систему безразмерных уравнений с соответствующими граничными условиями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v_i}{\partial r} &= \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}; \\ \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} &= \frac{v_i}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{du_i}{dr}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial \theta} + \frac{\partial v_i}{\partial r} = 0; \\ v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad v = 0 \text{ при } r = h(\theta); \\ v &= 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \text{ при } r = 0, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v &= v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta), \quad v = 0 \\ &\text{при } r = \eta_2, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \end{aligned} \quad (6)$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}. \quad (7)$$

К граничным условиям добавляем:

$$Q = \text{const}, \quad p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1).$$

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

$$v^*(\theta) = \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}, \quad u^*(\theta) = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2}. \quad (8)$$

Учитывая малость зазора, осредняем второе уравнение системы (6) по толщине смазочного слоя:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2N_1 h} (2r - h) &= \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}, \\ v_i &= \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh), \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Автомодельное решение задачи (9) с учетом граничных условий ищем в виде

$$\begin{aligned} v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\ \psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}(\xi_i), \quad V_i(r, \theta) = \tilde{v}_i(\xi_i), \\ U_i(r, \theta) &= -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\ \xi_2 &= \frac{r_i}{h(\theta)} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \end{aligned}$$



$$\xi_{1,3} = \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (9) с учетом граничных условий (6) – (7), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}_i''' &= a_i; \quad \tilde{U}_i'' = b_i - \frac{N^2}{2N_1}(2\xi_i - 1); \\ \tilde{U}_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{V}_i'(\xi_i) &= 0; \\ \frac{1}{je^{ap-\beta T}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \left(\frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} \right), \quad i = 1, 3; \\ \frac{1}{je^{ap-\beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= -\alpha \left(\frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Система уравнений (11) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_i(0) &= 0; \quad \tilde{\Psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\Psi}_i'(1) = 0, \\ \tilde{U}_i'(1) &= -\eta \sin \theta; \quad \tilde{V}_i'(1) = 0; \\ v_i(1) &= 0; \quad \tilde{U}_i(0) = 0; \quad \tilde{V}_i(0) = 1; \\ \int_0^1 \tilde{U}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \\ \int_0^{\xi_i} \tilde{U}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \\ p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}. \end{aligned} \quad (12)$$

Интегрируя уравнение (11) с учетом граничных условий (12), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}_i'(\xi_i) &= a_i \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \\ \tilde{U}_i(\xi_i) &= b_i \frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_i^3}{3} - \frac{\xi_i^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_i}{2} + 1 \right) \xi_i; \\ \tilde{\Psi}_2'(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \\ \tilde{U}_2(\xi_2) &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_2^3}{3} - \frac{\xi_2^2}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_2}{2} + 1 \right) \xi_2 + 1; \\ \tilde{\Psi}_3'(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \\ \tilde{U}_3(\xi_3) &= b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \\ &\quad - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_3^3}{3} - \frac{\xi_3^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_3}{2} + 1 \right) \xi_3 + 1. \end{aligned} \quad (13)$$

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

$$b_1 = b_2 = b_3 = 6. \quad (14)$$

Из равенства $p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}$ имеем:

$$a_1 = -12(1 - \eta_2) \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2};$$

$$a_2 = -6 \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right);$$

$$a_3 = -6(1 - \eta_2) \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right), \quad (15)$$

$$\text{где } \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 - \eta_2}.$$

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

$$\begin{aligned} \frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \\ i &= 1, 3; \\ \frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)}. \end{aligned} \quad (16)$$

Для решения уравнения (16) сначала определим $\mu(\theta)$ как функцию, зависящую от θ .

При определении $\mu(\theta)$ используем выражение, отражающее закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной среды:

$$\frac{dH'}{d\theta} = \frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{U}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi. \quad (17)$$

Тогда повышение температуры определяется выражением:

$$\begin{aligned} \frac{dT'}{d\theta} &= \frac{dH'}{d\theta} \cdot \frac{1}{C_p Q} = \\ &= \frac{1}{C_p Q} \cdot \frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{U}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi, \end{aligned} \quad (18)$$

$$Q_i = \Omega r_0 \delta \int_0^1 \tilde{\Psi}'(\xi) d\xi = -\Omega r_0 \delta \frac{a_i}{12}. \quad (19)$$

Продифференцируем по θ выражение $\mu = e^{ap-\beta T}$, получим

$$\begin{aligned} \frac{d\mu}{d\theta} &= \mu(\theta) \left(\alpha \frac{dp}{d\theta} - \beta \frac{dT}{d\theta} \right) = \\ &= \mu(\theta) \alpha \frac{dp}{d\theta} + \frac{\mu^2(\theta) \beta 24\mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{T C_p \delta^2 a_i} \times \\ &\quad \times \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{U}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right) d\xi. \end{aligned} \quad (20)$$

С учетом уравнения (16) для определения $\mu(\theta)$ приходим к следующим дифференциальным уравнениям:

$$\begin{aligned} \frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} &= \frac{\alpha b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\alpha a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} + \\ &\quad + \frac{24\mu_0 \beta \Omega r_0 (h(\theta) - \eta_2)}{T C_p \delta^2 a_i} \times \\ &\quad \times \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\Psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{U}'(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\xi, \quad i = 1, 3; \end{aligned}$$

$$\frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} = \frac{\alpha b_2}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_2}{h^3(\theta)} + \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0 h(\theta)}{T C_p \delta^2 a_2} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}'(\xi_i)}{h(\theta)} \right) d\xi. \quad (21)$$

Интегрируя эти уравнения, получим:

$$j\mu_i(\theta) = \frac{1}{1 - \beta K_i [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_i I_2(\theta) + a_i I_3(\theta)]}, \quad i = 1, 3; \quad (22)$$

$$j\mu_2(\theta) = \frac{1}{1 - \beta K_2 [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_1 I_2(\theta) + a_2 I_3(\theta)]},$$

$$\text{где } K_i = \frac{24\mu_0\Omega r_0}{T C_p \delta^2 a_i}; \quad \Delta_1 = \int_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi_i))^2 d\xi_i = \frac{a_i^2}{12};$$

$$\Delta_2 = 2 \int_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi_i) \cdot \tilde{v}'(\xi_i)) d\xi_i = \frac{1}{6} b_i a_i = a_i;$$

$$\Delta_3 = \int_0^1 (\tilde{v}'(\xi_i))^2 d\xi_i = 4; \quad I_{K_i} = \int_0^1 \frac{d\theta}{h_i^K(\theta)}.$$

Решая уравнение (22) 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 следующие аналитические выражения:

$$j\mu_1(\theta) = 1 + \beta K_1 \left[4\theta + 28\eta \sin \theta - 24\tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) - \right. \\ \left. - 60\theta\tilde{\eta}^2 - 20\theta\eta_2 - 40\eta_2\eta \sin \theta \right] - \\ - 3\alpha \left[6\theta + 10\eta \sin \theta - 11\tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \right. \\ \left. + 12\eta_2\theta + 40\eta_2\eta \sin \theta - 70\eta_2^2\theta + 12\tilde{\eta}^2\theta \right];$$

$$j\mu_2(\theta) = 1 + \beta K_2 \left[\begin{aligned} &\theta + \eta \sin \theta - \frac{6\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \sin \theta - \\ &- \frac{3}{2} \eta^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \frac{3\eta^2\theta}{\theta_1^2} \sin^2 \theta_1 \end{aligned} \right] + \\ + 6\alpha \left[\begin{aligned} &-\eta \sin \theta + \eta^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \\ &+ \frac{\eta\theta \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{3\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \sin \theta \end{aligned} \right];$$

$$j\mu_3(\theta) = 1 + \beta K_3 \left[\begin{aligned} &\theta + \eta \sin \theta + \eta_2\theta - \\ &- 3\eta_2\eta \sin \theta + \frac{3\tilde{\eta}^2\theta}{\theta_2^2} \sin^2 \theta_2 - \\ &- 6 - \eta_2^2\theta - \frac{6\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \sin \theta - 12 \frac{\tilde{\eta}\eta_2\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 - \\ &- \frac{3}{2} \tilde{\eta} \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + 4\eta_2\tilde{\eta} \sin \theta \right] - \\ &- 6\alpha \left[\begin{aligned} &-\eta \sin \theta + \tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) - \\ &- 4\eta_2\eta \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}\theta \sin \theta_2}{\theta_2} + \\ &+ \frac{3\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta \sin \theta_2 + \frac{2\eta\tilde{\eta}\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 \end{aligned} \right]. \quad (23)$$

С учетом (16) и (23) безразмерное гидродинамическое давление определяется выражением:

$$p_1(\theta) = -3j \left(\begin{aligned} &\theta(6 - 11\tilde{\eta}^2 + 12\eta_2 - 70\eta_2^2 + 12\tilde{\eta}^2) + \\ &+ \sin \theta(10\eta + 40\eta_2\eta) - \frac{11}{2} \tilde{\eta}^2 \sin 2\theta \end{aligned} \right) - \\ - 3\beta K_1 \left[\begin{aligned} &\theta^2(24 - 72\eta_2 - 280\eta_2^2 - 600\tilde{\eta}^2) + \\ &+ \theta \sin \theta(208\eta + 56\eta_2\eta) - \\ &- 144\tilde{\eta}^2\theta \sin 2\theta + 280\eta^2 \sin^2 \theta \end{aligned} \right] + \\ + 9\alpha \left[\begin{aligned} &\theta^2(36 + 72\tilde{\eta}^2 - 696\eta_2^2 + 132\tilde{\eta}^2 + 144\eta_2) + \\ &+ \theta \sin \theta(720\eta_2\eta + 120\eta) + \\ &+ 100\eta^2 \sin^2 \theta - 132\tilde{\eta}^2\theta \sin 2\theta \end{aligned} \right] + \frac{P_g}{p};$$

$$p_2(\theta) = j\theta \left(6\eta^2 + \frac{6\eta \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \\ + \sin \theta \left(-6\eta + \frac{18\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) + 3\eta^2 \sin 2\theta + \\ + \beta K_2 \left[\begin{aligned} &\theta^2 + \left(6\eta^2 + \frac{6\eta \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \\ &+ \theta \sin \theta \left(-6\eta + \frac{18\eta \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{6\eta^2 \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \\ &+ 3\eta^2\theta \sin 2\theta - \sin^2 \theta \left(6\eta^2 - \frac{18\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \end{aligned} \right] + \\ + 36\alpha \left[\begin{aligned} &\sin^2 \theta \left(\eta^2 + \frac{9\eta^2}{\theta_1^2} \sin^2 \theta_1 - \frac{6\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) + \\ &+ \frac{\eta^2\theta^2 \sin^2 \theta_1}{\theta_1^2} - \\ &- \theta \sin \theta \left(\frac{2\eta^2 \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{6\eta^2 \sin^2 \theta_1}{\theta_1^2} \right) \end{aligned} \right] + \frac{P_g}{p};$$

$$p_3(\theta) = 6j \sin \theta \left(\eta + 4\eta_2\eta - \frac{3\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) - \\ - 6\theta \left(\tilde{\eta}^2 + \frac{\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{2\eta\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} \right) - \\ - 3\tilde{\eta}^2 \sin 2\theta - \beta K_3 \left[\begin{aligned} &\theta^2 \left(6\tilde{\eta}^2 + \frac{6\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \right. \\ &+ \frac{12\eta\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{6\tilde{\eta}\eta_2 \sin \theta_2}{\theta_2} - \frac{9\tilde{\eta}^2 \sin \theta_2}{\theta_2} \end{aligned} \right) - \\ - 6\eta \sin \theta - \theta \sin \theta \left(30\eta_2\eta - \frac{24\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 - 9\tilde{\eta}\eta \right) + \\ + \theta \sin 2\theta \left(3\tilde{\eta}^2 - \frac{9\tilde{\eta}^2 \sin \theta_2}{2\theta_2} \right) - 6\eta^2 \sin^2 \theta + \frac{9}{2} \tilde{\eta}\eta \sin \theta \sin 2\theta \right] + \\ + 36\alpha \left[\begin{aligned} &\eta^2 \sin^2 \theta + \frac{\tilde{\eta}^2\theta^2}{\theta_2^2} \sin^2 \theta_2 - \frac{2\eta\tilde{\eta}\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 \sin 2\theta \end{aligned} \right] + \frac{P_g}{p}. \quad (24)$$

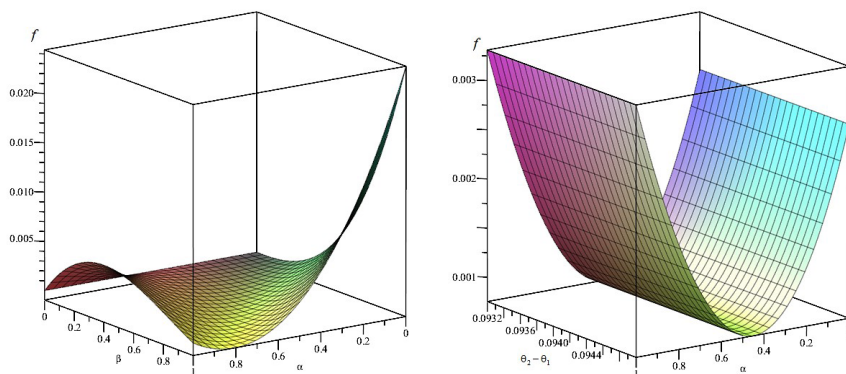


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения в подшипнике с канавкой от параметров, характеризующих вязкость смазочного материала, температуры и ширины канавки

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

$$R_x = \frac{6j(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta \right].$$

$$R_y = \frac{6j(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta \right]. \quad (25)$$

$$L_{тр} = j\mu_0\Omega r_0^3 \left(1 + (\alpha p - \beta T) - \frac{(\alpha p - \beta T)^2}{2} \right) \times \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{w}_1''(0)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{u}_1'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) \times d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{w}_2''(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}_2'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{w}_3''(0)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{u}_3'(0)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\theta \right].$$

Численный анализ полученных расчетных моделей был проведен при скорости $\Omega = 100 - 2400 \text{ с}^{-1}$, $\theta_2 - \theta_1 = 5,74 - 22,92 \text{ град.}$, $\sigma = 4,9 - 24,5 \text{ МПа}$, $\mu_0 = 0,0707 - 0,0076 \text{ Нс/м}^2$, $\alpha = 0 - 1$, $\beta = 0 - 1$, $T = 25 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $\delta = 0,05 \cdot 10^{-3} - 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $r_0 = 0,01995 - 0,04993 \text{ м}$, $P_g = 0,2 \text{ МПа}$. Результаты теоретических и экспериментальных испытаний коэффициента трения при использовании микрополярного смазочного материала приведены для скорости $0,3 \text{ м/с}$ (рис. 2).

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 поли-

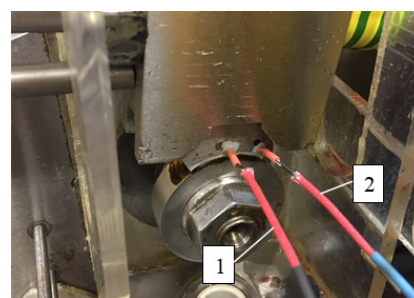


Рис. 3. Определение объемной температуры в паре трения «ролик-колодка»: 1, 2 — термопары

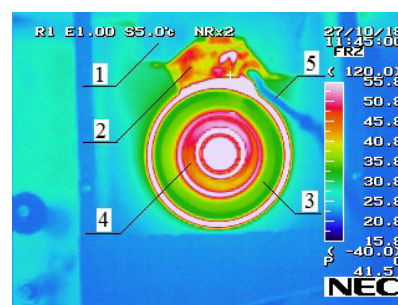


Рис. 4. Показания тепловизора при определении объемной температуры в паре трения «ролик-колодка» с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием: 1 — колодкадержатель; 2 — опытный образец; 3 — ролик; 4 — контргайка; 5 — термопара

мерным покрытием, имеющим канавку, с температурой плавления $327 \text{ }^\circ\text{C}$.

Триботехнические экспериментальные исследования радиальных подшипников проводились на модернизированной машине трения ИИ 5018 (рис. 3, 4).

Образцы были изготовлены в виде частичных вкладышей из кольцевой заготовки по центральному углу 60° . На их поверхности наносились полимерные покрытия и канавки на глубину покрытия, равную $0,55 \text{ мм}$. Вал изготовлен из стали 45 (ГОСТ 1050-2013). Кроме того, колодки имели отверстия для термопар (рис. 3).

Результаты исследований. В результате теоретического исследования установлено, что несущая

Результаты теоретического исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№	σ, МПа	Угловые координаты ($\theta_2 - \theta_1$)				
		5,74	10,03	14,32	18,61	22,92
		Коэффициент трения				
1	4,9	0,008890	0,0112130	0,009200	0,0060000	0,00333000
2	9,8	0,005590	0,0055910	0,005753	0,0040850	0,00269650
3	14,7	0,002293	0,0023920	0,002306	0,0021705	0,00205700
4	19,6	0,002195	0,0022613	0,002204	0,0021136	0,00203793
5	24,5	0,002097	0,0021307	0,002102	0,0020570	0,00201887

Таблица 2

Результаты исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№	Режим		Козффициент трения				Погреш- ность, %	
	σ, МПа	V, м/с	Теоретический результат		Экспериментальное исследование			
			Полимерное покрытие	Покрытие в канавке	Покрытие	Покрытие с канавкой		
1	4,9	0,3	0,0115	0,0097	0,0139	0,0114	5 – 12	6 – 13
2	9,8	0,3	0,0060	0,0043	0,0074	0,0042		
3	14,7	0,3	0,0040	0,0021	0,0053	0,0033		
4	19,6	0,3	0,0055	0,0031	0,0077	0,0052		
5	24,5	0,3	0,0095	0,0064	0,0107	0,0078		

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 двухминутной приработки, при этом нагрузка увеличивалась ступенчато 5 раз до 24,5 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 работает следующим образом: 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 разработки расчетных моделей, позволяющий значительно расширить область применения в машиностроении, авиастроении, приборостроении и т.д. — там, где требуется обеспечение гидродинамического режима смазывания.

Основные выводы

1. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике таких расчетных моделей подшипника

с полимерным покрытием с канавкой, работающего в гидродинамическом режиме смазывания, позволяющее провести оценку его эксплуатационных характеристик.

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

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения с канавкой шириной 3 мм значительно повышает их несущую 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 подтвердило правильность результатов теоретических исследований.

Условные обозначения:

r_0 — радиус вала; r_1 — радиус подшипниковой втулки; h — высота канавки; e — эксцентриситет; ε — относительный эксцентриситет; μ_0 — характерная вязкость ньютоновской смазки; κ_0 и γ_0 — характерные вязкости микрополярной жидкости; 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; $\eta = \frac{I}{\delta}$ — конструктивный параметр; $\eta_2 = \frac{h}{\delta}$ — конструктивный параметр, характеризующий канавку; θ_1 , θ_2 — соответственно угловые координаты канавки; $u'(\theta)$ и $v'(\theta)$ — известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки; Q — расход смазочного материала в еди-

ницу времени; C_p — теплоемкость при постоянном давлении; $h(\theta)$ — толщина масляной пленки.

Библиографический список

1. Deligant M., Podevin P., Descombes G. CFD model for turbocharger journal bearing performances // *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, Issue 5. P. 811–819.
2. Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature // *Tribology in Industry*. 2017. Vol. 39, no. 4. P. 452–459.
3. Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. [et al.]. Thermohydrostatic analysis of slotentry hybrid journal bearing system // *Tribology International*. 2002. Vol. 35, no. 9. P. 561–577.
4. Kucinski B., Fillon M. An Experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing // *Journal of Tribology*. 1999. Vol. 121, no. 2. P. 327–332.
5. Khatak P., Garg H. C. Performance analysis of capillary compensated hybrid journal bearing by considering combined influence of thermal effects and micropolar lubricant // *Journal of Tribology*. 2016. Vol. 139, no. 1. P. 011707.
6. Прокопьев В. Н., Караваев В. Г. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения не-ньютоновскими жидкостями // *Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение*. 2003. Вып. 3, no. 1 (17). С. 56–66.
7. Прокопьев В. Н., Бояршинова А. К., Задорожная Е. А. Многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое опор скольжения // *Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования*. Москва, 2001. С. 6–10.
8. Прокопьев В. Н., Бояршинова А. К., Гаврилов К. В. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2009. № 4. С. 98–104.
9. Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А. Тепловая диагностика трения в самосмазывающихся радиальных подшипниках движения. Часть 2: Учет в математической модели подвижности вала // *Трение и износ*. 2010. Т. 31, № 6. С. 590–594.
10. Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А. Трехмерная диагностика трения в подшипниках скольжения // *Математические заметки ЯГУ*. 2012. Т. 19, № 2. С. 187–195.
11. Айнбиндер С. Б., Дзенис А. А., Тюнина Э. Л. Расчет температуры металлополимерной пары при тяжелых режимах трения // *Механика полимеров*. 1973. № 4. С. 75–81.
12. Александров В. М., Губарева Е. А. О расчете контактных температур, возникающих при вращении вала в подшипнике // *Трение и износ*. 2007. Т. 28, № 1. С. 39–43.
13. Бабешко В. А., Ворovich И. И. К расчету температур, возникающих при вращении вала в подшипнике // *ПМТФ*. 1968. № 2. С. 135–137.
14. Колесников В. И., Подрезов С. А., Алексеев В. А. К вопросу о теплонагруженности металлонаполненных полимерных подшипников скольжения // *Трение и износ*. 1982. Т. 3, № 6. С. 1009–1015.
15. Колесников В. И., Кучеров В. А., Подрезов С. А. Исследование температурных полей некоторых узлов трения // *Физико-механические процессы в зоне контакта деталей машин*. Калинин, 1983. С. 70–77.
16. Огарков Б. И., Голомедова Л. И. Расчет стационарного поля анизотропного вкладыша подшипника скольжения // *Известия вузов. Машиностроение*. 1970. № 8. С. 43–48.
17. Огарков В. И., Кухаренко С. П. Аналитико-экспериментальный метод определения температурного поля двухслойного анизотропного вкладыша подшипника // *Трение и износ*. 1985. Т. 6, № 2. С. 228–234.
18. Павлова И. В., Колесников В. И., Евдокимов Ю. А. Исследование распределения температуры в тонкостенных металлополимерных подшипниках скольжения // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*. 2001. № 2. С. 29–33.
19. Коднир Д. С., Жильников Е. П., Байбородов Ю. И. Эластогидродинамический расчет деталей машин. Москва: Машиностроение, 1988. 160 с.
20. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. Москва: Машиностроение, 1976. 304 с.
21. Перель А. Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор. Москва: Машиностроение, 1983. 543 с.
22. Решетов Д. Н. Детали машин. Москва: Машиностроение, 1989. 496 с.
23. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник: пер. с англ. Москва: Атомиздат, 1979. 216 с.
24. Белоусов М. Д., Шестаков А. Л. Метод самодиагностики термопреобразователя сопротивлений в процессе работы // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника*. 2009. № 3 (136). С. 17–19.
25. Гоуд. Сдавливаемые пленки с параллельными поверхностями. Влияние зависимости вязкости от температуры и давления // *Теоретические основы инженерных расчетов*. 1967. № 4. 267 с.

МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), г. Ростов-на-Дону.

SPIN-код: 9636-3223

AuthorID (РИНЦ): 389305

ORCID: 0000-0003-2910-3047

AuthorID (SCOPUS): 55049709500

ResearcherID: AAI-2420-2021

Адрес для переписки: murman1963@yandex.ru

АБДУЛРАХМАН Хайдар Нофалевич, аспирант кафедры «Высшая математика» РГУПС, г. Ростов-на-Дону.

ORCID: 0000-0002-1588-9311

Адрес для переписки: abdulrahman.haidar@gmail.com

ШВЕДОВА Валентина Евгеньевна, аспирант кафедры «Высшая математика» РГУПС, г. Ростов-на-Дону.

ORCID: 0000-0002-8469-7671

Адрес для переписки: shvedovavalya@yandex.ru

БАДАХОВ Григорий Андреевич, аспирант кафедры «Высшая математика» РГУПС, г. Ростов-на-Дону.

ORCID: 0000-0002-0738-2529

Адрес для переписки: 77grigo77@mail.ru

ЗИНОВЬЕВ Никита Владимирович, аспирант кафедры «Высшая математика» РГУПС, г. Ростов-на-Дону.

ORCID: 0000-0001-7966-5512

Адрес для переписки: zinovev1998.2013@ya.ru

Для цитирования

Мукутадзе М. А., Абдулрахман Х. Н., Шведова В. Е., Бадахов Г. А., Зиновьев Н. В. Исследования на износостойкость конструкции радиального подшипника с учетом реологических свойств микрополярного смазочного материала // *Омский научный вестник*. 2023. № 3 (187). С. 5–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-187-5-14.

Статья поступила в редакцию 03.04.2023 г.

© М. А. Мукутадзе, Х. Н. Абдулрахман, В. Е. Шведова,

Г. А. Бадахов, Н. В. Зиновьев

STUDIES ON WEAR RESISTANCE OF THE RADIAL BEARING DESIGN TAKING INTO ACCOUNT RHEOLOGICAL PROPERTIES OF MICROPOLAR LUBRICANT

The article is devoted to the development and analysis of a model of the motion of a micropolar lubricant in the working gap of a radial plain bearing with a fluoroplastic-containing antifriction composite polymer coating and with a groove on the supporting surface. New models are obtained on the basis of classical equations in the «thin layer» approximation and the continuity equation, which describes the turbulent mode of motion of a lubricant with micropolar rheological properties. The results of the numerical analysis of the obtained models of existing operational characteristics made it possible to obtain a quantitative assessment of the effectiveness of the support profile with a fluoroplastic-containing antifriction composite polymer coating with an axial groove. To complete the complex of studies and verify theoretical developments, experimental studies are carried out. The novelty of the work lies in the concretization of the technique of engineering calculations for the design of an effective radial bearing with an antifriction polymer coating with an axial groove on the bearing surface of the bearing bush, taking into account the dependence of the rheological properties of a micropolar lubricant on pressure and temperature in a turbulent mode, which makes it possible to estimate the value of the main operational characteristics: hydrodynamic pressure, load ability and coefficient of friction, as well as to expand the scope of practical application of models for engineering calculations. Thus, the design of a radial bearing with a polymer-coated support profile, a groove 3 mm wide, ensured a stable ascent of the shaft on a hydrodynamic wedge, which experimentally confirmed the correctness of the results of theoretical studies of a radial bearing with a diameter of 40 mm at a sliding speed of 0,32–3 m/s, load 4,9–24,5 MPa.

Keywords: radial bearing, wear resistance study, antifriction polymer composite coating, groove, verification, turbulent flow regime, dependence of viscosity on pressure and temperature.

References

1. Deligant M., Podevin P., Descombes G. CFD model for turbocharger journal bearing performances // *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, Issue 5. P. 811–819. (In Engl.).
2. Zadorozhnaya E., Sibiryakov S., Hudyakov V. Theoretical and experimental investigations of the rotor vibration amplitude of the turbocharger and bearings temperature // *Tribology in Industry*. 2017. Vol. 39, no. 4. P. 452–459. (In Engl.).
3. Sharma S. C., Kumar V., Jain S. C. [et al.]. Thermohydrostatic analysis of slot-entry hybrid journal bearing system // *Tribology International*. 2002. Vol. 35, no. 9. P. 561–577. (In Engl.).
4. Kucinschi B., Fillon M. An Experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing // *Journal of Tribology*. 1999. Vol. 121, no. 2. P. 327–332. (In Engl.).
5. Khatak P., Garg H. C. Performance analysis of capillary compensated hybrid journal bearing by considering combined

influence of thermal effects and micropolar lubricant // *Journal of Tribology*. 2016. Vol. 139, no. 1. P. 011707. (In Engl.).

6. Prokop'ev V. N., Karavaev V. G. Termogidrodinamicheskaya zadacha smazki slozhnonagruzhennykh opor skol'zheniya nen'yutonovskimi zhidkostyami [Thermohydrodynamic problem of lubrication of complexly loaded sliding bearings with non-Newtonian fluids] // *Vestnik YUUrGU. Seriya Mashinostroyeniye. Bulletin of SUSU. Mechanical Engineering Series*. 2003. Issue 3, no. 1 (17). P. 56–66. (In Russ.).

7. Prokop'ev V. N., Boyarshinova A. K., Zadorozhnaya E. A. Mnogosetochnyj algoritm integrirovaniya uravneniya Rejnol'dsa dlya gidrodinamicheskikh davlenij v smazochnom sloe opor skol'zheniya [A multigrid algorithm for integrating the Reynolds equation for hydrodynamic pressures in the lubricating layer of sliding supports] // *Trudy Mezhdunarodnogo foruma po problemam nauki, tekhniki i obrazovaniya. Proceedings of the International*

Forum on Problems of Science, Technology and Education. Moscow, 2001. P. 6–10. (In Russ.).

8. Prokop'ev V. N., Boyarshinova A. K., Gavrilov K. V. Gidromekhanicheskie harakteristiki slozhnonagruzhennykh podshipnikov skol'zheniya s uchetom nekruglostey capfy i tvulki [Hydromechanical characteristics of complex-loaded sliding bearing with allowance for nonroundness of the pivot shaft and bush] // Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. *Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability*. 2009. No. 4. P. 98–104. (In Russ.).

9. Starostin N. P., Kondakov A. S., Vasil'eva M. A. Teplovaya diagnostika treniya v samosmazyvayushchihsya radial'nykh podshipnikakh dvizheniya. Chast' 2: Uchet v matematicheskoy modeli podvizhnosti vala [Thermal diagnostics of friction in self-lubricating radial motion bearings. Part 2: Accounting in the mathematical model of shaft mobility] // Trenie i iznos. *Friction and Wear*. 2010. Vol. 31, no. 6. P. 590–594. (In Russ.).

10. Starostin N. P., Kondakov A. S., Vasil'eva M. A. Trekhmernaya diagnostika treniya v podshipnikakh skol'zheniya [Three-dimensional diagnostics of friction in sliding bearings] // Matematicheskie zametki YAGU. *Mathematical Notes of YSU*. 2012. Vol. 19, no. 2. P. 187–195. (In Russ.).

11. Ajnbinder S. B., Dzenis A. A., Tyunina E. L. Raschet temperatury metallpolimernoj pary pri tyazhelykh rezhimakh treniya [Calculation of the temperature of a metal polymer pair under severe friction conditions] // Mekhanika polimerov. *Mechanics of Polymers*. 1973. No. 4. P. 75–81. (In Russ.).

12. Aleksandrov V. M., Gubareva E. A. O raschete kontaktnykh temperatur, voznikayushchikh pri vrashchenii vala v podshipnike [On the calculation of contact temperatures arising from the rotation of the shaft in the bearing] // Trenie i iznos. *Friction and Wear*. 2007. Vol. 28, no. 1. P. 39–43. (In Russ.).

13. Babeshko V. A., Vorovich I. I. K raschetu temperatur, voznikayushchikh pri vrashchenii vala v podshipnike [To the calculation of temperatures arising from the rotation of the shaft in the bearing] // PMTF. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 1968. No. 2. P. 135–137. (In Russ.).

14. Kolesnikov V. I., Podrezov S. A., Alekseev V. A. K voprosu o teplonagruzhennosti metallonapolnennykh polimernykh podshipnikov skol'zheniya [On the issue of heat loading of metal-filled polymer sliding bearings] // Trenie i iznos. *Friction and Wear*. 1982. Vol. 3, no. 6. P. 1009–1015. (In Russ.).

15. Kolesnikov V. I., Kucherov V. A., Podrezov S. A. Issledovanie temperaturnykh poлей nekotorykh uzlov treniya [Investigation of temperature fields of some friction units] // Fiziko-mekhanicheskie processy v zone kontakta detalej mashin. *Physico-mechanical Processes in the Contact Zone of Machine Parts*. Kalinin, 1983. P. 70–77. (In Russ.).

16. Ogarkov B. I., Golomedova L. I. Raschet stacionarnogo polya anizotropnogo vkladysya podshipnika skol'zheniya [Calculation of the stationary field of an anisotropic sliding bearing liner] // Izvestiya vuzov. *Mashinostroenie. News of Universities. Mechanical Engineering*. 1970. No. 8. P. 43–48. (In Russ.).

17. Ogarkov V. I., Kuharenko S. P. Analitiko-eksperimental'nyj metod opredeleniya temperaturnogo polya dvuslojnogo anizotropnogo vkladysya podshipnika [Analytical and experimental method for determining the temperature field of a two-layer anisotropic bearing liner] // Trenie i iznos. *Friction and Wear*. 1985. Vol. 6, no. 2. P. 228–234. (In Russ.).

18. Pavlova I. V., Kolesnikov V. I., Evdokimov Yu. A. Issledovanie raspredeleniya temperatury v tonkostennykh metallopolymernykh podshipnikakh skol'zheniya [Investigation of temperature distribution in thin-walled metal-polymer sliding bearings] // Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya. *Bulletin of the Rostov State University of Railway Transport*. 2001. No. 2. P. 29–33. (In Russ.).

19. Kodnir D. S., Zhil'nikov E. P., Bajborodov Yu. I. Elastogidrodinamicheskij raschet detalej mashin [Elastohydrodynamic calculation of machine parts]. Moscow, 1988. 160 p. (In Russ.).

20. Kodnir D. S. Kontaktnaya gidrodinamika smazki detalej mashin [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts]. Moscow, 1976. 304 p. (In Russ.).

21. Perel' L. Ya. Podshipniki kacheniya: raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor [Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports]. Moscow, 1983. P. 543. (In Russ.).

22. Reshetov D. N. Detali mashin: uchebnik dlya vuzov. [Machine parts: a textbook for universities]. Moscow, 1989. 496 p. (In Russ.).

23. Uong X. Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov. Spravochnik: per. s angl [Basic formulas and data on heat exchange for engineers: a handbook: trans. from Engl.] Moscow, 1979. 216 p. (In Russ.).

24. Belousov M. D., Shestakov A. L. Metod samodiagnostiki termopreobrazovatelya soprotivlenij v processe raboty [Method of self-diagnosis of thermal resistance converter in the process of operation] // Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Komp'yuternye tekhnologii, upravlenie, radioelektronika. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Computer Technologies, Control, Radio Electronics*. 2009. No. 3 (136). P. 17–19. (In Russ.).

25. Gold. Sdavlivaemye plenki s parallel'nymi poverhnostyami. Vliyanie zavisimosti vyazkosti ot temperatury i davleniya [Compressed films with parallel surfaces. Influence of viscosity dependence on temperature and pressure] // Teoreticheskiye osnovy inzhenernykh raschetov. *Theoretical Foundations of Engineering Calculations*. 1967. No. 4. 267 p. (In Russ.).

MUKUTADZE Murman Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Higher Mathematics Department, Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don.

SPIN-code: 9636-3223

AuthorID (RSCI): 389305

ORCID: 0000-0003-2910-3047

AuthorID (SCOPUS): 55049709500

ResearcherID: AAI-2420-2021

Correspondence address: murman1963@yandex.ru

ABDULRAHMAN Haidar Nofalevich, Graduate Student of Higher Mathematics Department, RSTU, Rostov-on-Don.

ORCID: 0000-0002-1588-9311

Correspondence address: abdulrahm.haidar@gmail.com

SHVEDOVA Valentina Evgenievna, Graduate Student of Higher Mathematics Department, RSTU, Rostov-on-Don.

ORCID: 0000-0002-8469-7671

Correspondence address: shvedovavalya@yandex.ru

BADAKHOV Grigory Andreevich, Graduate Student of Higher Mathematics Department, RSTU, Rostov-on-Don.

ORCID: 0000-0002-0738-2529

Correspondence address: 77grigo77@mail.ru

ZINOVIEV Nikita Vladimirovich, Graduate Student of Higher Mathematics Department, RSTU, Rostov-on-Don.

ORCID: 0000-0001-7966-5512

Correspondence address: zinovev1998.2013@ya.ru

For citations

Mukutadze M. A., Abdulrahman H. N., Shvedova V. E., Badakhov G. A., Zinoviev N. V. Studies on wear resistance of the radial bearing design taking into account rheological properties of micropolar lubricant // Omsk Scientific Bulletin. 2023. No. 3 (187). P. 5–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-187-5-14.

Received April 03, 2023.

© M. A. Mukutadze, H. N. Abdulrahman, V. E. Shvedova, G. A. Badakhov, N. V. Zinoviev