
Устойчивый режим работы клиновидной опоры скольжения повышенной несущей способности, работающей на сжимаемом смазочном материале и на собственном расплаве

С.В. Куманин

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Аннотация: В работе рассматривается квазистационарное движение вязкой сжимаемой жидкости в зазоре упорного подшипника с нелинейным контуром опорной поверхности ползуна. Предполагается, что ползун неподвижен, а направляющая с расплавленной поверхностью движется в сторону сужения зазора со скоростью, зависящей от времени. Для решения использованы общеизвестные уравнения: уравнение движения сжимаемой жидкости, уравнение неразрывности, уравнение состояния и уравнение, описывающее профиль расплавленного контура опорного кольца. Рассмотрен случай для экстремальной и не экстремальной ситуации, то есть, когда параметр удельной теплоты плавления стремится к бесконечности и наоборот. В результате точного автомодельного решения определены основные эксплуатационные характеристики – поля скоростей и давления, нагрузочная способность и сила трения. Также решена задача об устойчивости движения опорного кольца.

Заключительным этапом теоретических методов расчета является численный анализ. Анализ его результатов показал, что модифицированная конструкция упорного подшипника скольжения с учетом дополнительных факторов имеет значение несущей способности, превышающее в диапазоне исследованных нагрузочно-скоростных режимов на 8 – 11 процентов стандартные конструкции. Коэффициент трения при этом снижается на 9 – 13 процентов.

Ключевые слова: Квазистационарное течение, экстремальный случай, металлическое покрытие, нестандартный опорный профиль, гидродинамический режим, устойчивость движения направляющей.

Введение.

В настоящее время в качестве модели гидродинамической смазки в подшипниках скольжения принимаются одновременно сжимаемый смазочный материал и жидкие металлические пленки, полученные в результате плавления одной из их рабочей поверхности. Анализ работ [1-3], посвященных моделированию опор скольжения с металлическим покрытием, показал, что при расчетах не учитывается сжимаемость смазочного материала, то есть при изменении давления плотность постоянная. Также для обеспечения гидродинамического режима смазывания возникает необходимость постоянного наличия смазочного материала [4-6]. Как

известно, гидродинамический режим движения жидкости можно обеспечить постоянной подачей жидкости или наличием пористого покрытия, металлического покрытия или нестандартной опорной поверхностью [7-10]. В рассматриваемой статье для обеспечения гидродинамического режима движения жидкости нами приводится расчетная модель опоры скольжения с нестандартным опорным профилем и металлическим покрытием направляющей.

Материал и методы исследования. Рассмотрено квазистационарное течение жидкости в зазоре опоры скольжения с металлическим покрытием направляющей и нестандартным опорным профилем ползуна. Скорость движения направляющей представим в виде $u^* + e'(t')$. Считаем, что в результате вязкого сдвига, создаваемое тепло расплавляет поверхность направляющей (рис 1).

Здесь 1 – уравнение контура ползуна, с адаптированным профилем: $y' = h_0 + x'tg\alpha - a'\sin\omega'x' = h'(x')$; 2 – уравнение расплавленного контура направляющей $y' = -H(\omega')x' = -\beta'\varphi\left(\frac{x'}{L}\right)$; 3 – уравнение ползуна с линейным контуром $y' = h_0 + x'tg\alpha$.

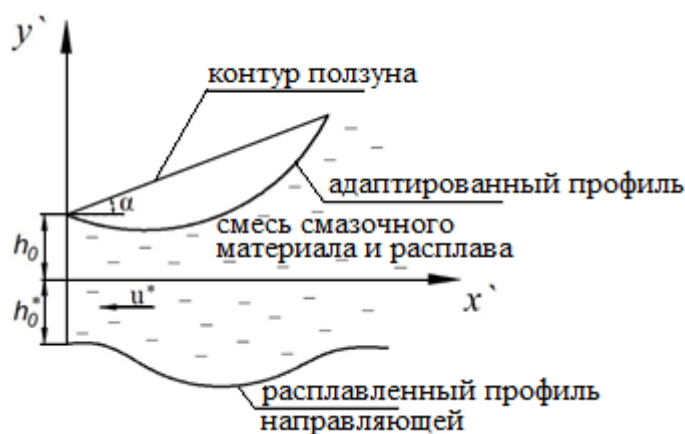


Рис. 1. Клиновидная система «ползун с адаптированным контуром опорной поверхности – направляющая с расплавленной поверхностью».

Для решения задачи используются общеизвестные уравнения движения сжимаемой вязкой жидкости, уравнение неразрывности, уравнение состояния, а также уравнение, описывающее расплавленный контур направляющей и граничные условия:

$$\mu \frac{\partial v_{x'}}{\partial y'^2} = \frac{dp'}{dx'}, \quad \frac{\partial(\rho'v_{x'})}{\partial x'} + \frac{\partial(\rho'v_{y'})}{\partial y'} = 0, \quad \rho' = f(p'), \quad (u^* + e'(t'))L' \frac{dH'}{dx'} = -2\mu \int_{-H'(x')}^{h'(x')} \left(\frac{\partial v_{x'}}{\partial y'} \right)^2 dy'; \quad (1)$$

$$v_{x'} = 0, v_{y'} = 0 \quad \text{при} \quad y' = h'(x');$$

$$v_x = -u^* - e'(t'), v_{y'} = 0 \quad \text{при} \quad y' = -H'(x');$$

$$H'(x') = h_0^* \quad \text{при} \quad x' = 0; \quad p'(0) = p'(L) = p_a. \quad (2)$$

Перейдем к безразмерным переменным по формулам:

$$x' = hx; \quad y' = h_0 y; \quad v_{x'} = u^* v; \quad v_{y'} = u^* \varepsilon u; \quad \varepsilon = \frac{h_0}{L}; \quad h'(x') = h_0 h(x);$$

$$u'(x') = h_0^* H(x); \quad p' = p_a p; \quad \rho' = \rho^* \rho; \quad \rho^* = \frac{2h_0 p_a}{\lambda L u^*}. \quad (3)$$

С учётом (3) система уравнений (1) – (2):

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} = 0; \quad p = \rho; \quad \frac{dH(x)}{dx} = -K \int_{-H(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (4)$$

$$u = 0, v = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x = h(x);$$

$$u = 0, v = -1 - e(t) \quad \text{при} \quad y = -H(x); \quad (5)$$

$$p(0) = p(1) = p_a; \quad H(x) = \frac{h_0^*}{h_0} \quad \text{при} \quad x = 0;$$

где $K = \frac{2\mu u^* h_0}{L'}$, $\Lambda = \frac{u^* \mu L}{p_a h_0^2}$, $\eta = \frac{Ltg\alpha}{h_0}$, $\eta_1 = \frac{a'}{h_0}$.

Проинтегрируем первое уравнение системы (4). С учётом граничных условий (5), будем иметь:

$$v_x = \frac{1}{2\Lambda} \frac{dp}{dx} (y^2 - yh + Hy - hH) + \frac{1+e_1}{h+H} y - \frac{1+e_1}{h+H} h. \quad (6)$$

Решение рассматриваемой задачи в начале приведен для экстремального случая, при $L \rightarrow \infty, \Lambda \rightarrow \infty$, это соответствует случаю ползуна бесконечной длины.

Будем иметь:

$$v = \frac{1+e_1}{h+H} y - \frac{1+e_1}{h+H} h. \quad (7)$$

Уравнение неразрывности интегрируем от $-\frac{h_0^*}{h_0}$ до h получим:

$$p = \frac{1}{1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x}, \quad \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \frac{h_0^*}{h_0}}, \quad \tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 + \frac{h_0^*}{h_0}}. \quad (8)$$

С учетом (6) – (8):

$$p = 1 - \tilde{\eta}x + \tilde{\eta}_1 \sin x, \quad W = p^* L \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right), \quad L_{\text{тр}} = \frac{p^* L (1+e_1)}{\left(1 + \frac{h_0^*}{h_0} \right)} \left[1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right]. \quad (9)$$

Анализируя результаты численного анализа аналитических зависимостей (9), можем сказать, что для данной опоры скольжения при $\omega = \pi, \frac{h_0^*}{h_0} \neq 0$ достигается наиболее рациональный режим по несущей способности и силе трения (рис. 2 – 3).

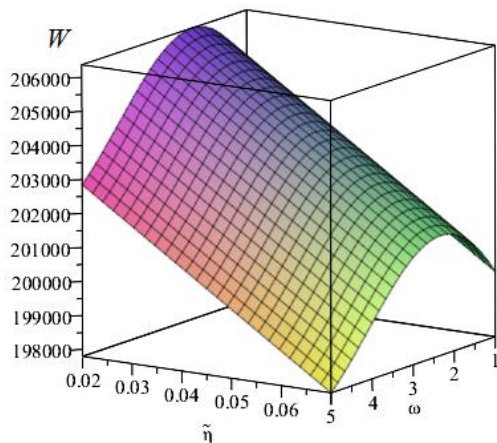


Рис. 2. Зависимость параметров: $\tilde{\eta}$ и ω от нагрузочной способности.

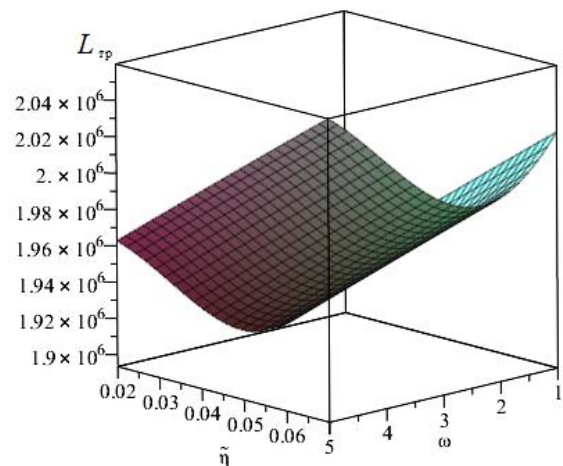


Рис. 3. Зависимость параметров: $\tilde{\eta}$ и ω от силы трения.

Поскольку в рассматриваемом экстремальном случае основные рабочие характеристики не зависят от параметра сжимаемости,

следовательно, устойчивый режим работы подшипника также не зависит от параметра сжимаемости. Перейдем к рассмотрению более общего случая когда $\Lambda \rightarrow \infty, L' \rightarrow \infty$.

Предварительно $\frac{\partial v}{\partial y}$ усредним интегрально в промежутке $[-H(x), h(x)]$:

$$\frac{\partial v}{\partial y} \approx \frac{1}{h(x)+H(x)} \left(\int_{-H(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy \right) \approx -\frac{1}{h(x)+H(x)}$$

Следовательно:

$$\int_{-H(x)}^{h(x)} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy = \frac{1}{h(x)+H(x)}.$$

Используя последнее уравнение системы (4), имеем:

$$\frac{dH}{dx} = \frac{K}{h(x)+H(x)}. \quad (10)$$

Интегрируем (10) и получаем:

$$H(x) = \frac{h_0^*}{h_0} + \int_0^x \frac{K dx}{1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x + H(x)}.$$

Применяя к решению этого уравнения метод последовательных приближений, имеем:

$$H(x) = \frac{h_0^*}{h_0}; \quad H_1(x) = \frac{h_0^*}{h_0} + \int_0^x \frac{K dx}{1 + \tilde{\eta} x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x + \frac{h_0^*}{h_0}} = \frac{h_0^*}{h_0} + \frac{K}{1 + \frac{h_0^*}{h_0}} \left(x - \frac{\tilde{\eta} x^2}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega x - 1) \right).$$

Осредняя интегрально в промежутке $[0, 1]$, получим:

$$\int_0^1 H_1(x) dx = \frac{h_0^*}{h_0} + \frac{K}{1 + \frac{h_0^*}{h_0}} \left(\frac{1}{2} - \frac{\tilde{\eta}}{6} - \frac{\tilde{\eta}_1 \sin \omega}{\omega} \right) = \alpha^*. \quad (11)$$

С учетом (11) точное автомодельное решение задачи (4) – (5) будем искать в виде:

$$\rho v = \frac{d\psi}{dy} + V(x, y); \quad \rho u = -\frac{d\psi}{dx} + U(x, y);$$

$$\psi(x, y) = \tilde{\psi}(\xi); \quad V(x, y) = p\tilde{v}(\xi); \quad U(x, y) = -ph'(1)\tilde{u}(\xi);$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{c}_1}{(h + \alpha^*)^2} + \frac{\tilde{c}_2}{p(h^3 + \alpha^*)^3}, \quad \xi = \frac{y + \alpha^*}{h(x) + \alpha^*}; \quad (12)$$

$$\frac{d\psi}{d\xi} = 0 \quad \text{при } \xi = 0, \xi = 1; \quad \tilde{v}(0) = -1 - e_1(t); \quad \tilde{u}(0) = 0;$$

$$\tilde{v}(1) = 0, \quad \tilde{u}(1) = 0, \quad p(0) = p(1) = 1, \quad \int_0^1 \tilde{v} d\xi = 0. \quad (13)$$

Подставляя (13) в (4) и (5), получаем систему уравнений и граничные условия к ним:

$$\frac{d^3 \tilde{\psi}}{d\xi^3} = \tilde{c}_2, \quad \frac{d\tilde{v}}{d\xi^2} = \tilde{c}_1; \quad (14)$$

$$\frac{d\tilde{u}}{d\xi} + \frac{h(x)}{ph'(x)} \frac{dp}{dx} - \xi \frac{d\tilde{v}}{d\xi} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{d\tilde{\psi}}{dx} = 0 \quad \text{при } \xi = 0, \xi = 1; \quad \tilde{v}(0) = -1 - e_1(t);$$

$$\tilde{u}(0) = 0 \quad \text{при } \xi = 0; \quad \tilde{v}(1) = \tilde{u}(1) = 0;$$

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

$$\tilde{\psi}'(\xi) = \frac{\tilde{c}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}(\xi) = \frac{\tilde{c}_1 \xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{c}_1}{2} - 1 - e_1 \right) \xi - 1 - e_1, \quad \tilde{c}_1 = -6(1 + e_1). \quad (17)$$

Константу \tilde{c}_2 определяем из граничного условия $p(0) = p(1) = p_a$.

Для определения p приходим к уравнению вида:

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp}{dx} = \frac{\tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^2} + \frac{\tilde{c}_2}{p(1 + \alpha^*)^3 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^3}, \quad (18)$$

где $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \alpha^*}$, $\tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 + \alpha^*}$, $\tilde{c}_2 = -\tilde{c}_1 (1 + \alpha^*) \left(1 + \frac{\tilde{\eta}}{2} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right)$.

Перепишем уравнение (18) в виде:

$$\frac{dp}{dx} = \Lambda \left[\frac{\tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^2} + \frac{\tilde{c}_2}{p(1 + \alpha^*)^3 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^3} \right].$$

Интегрируя это уравнение, получаем:

$$p = 1 + \Lambda \int_0^x \left(\frac{\tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^2} + \frac{\tilde{c}_2}{p(1 + \alpha^*)^3 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^3} \right) dx.$$

Решая это уравнение методом последовательных приближений, имеем

$$p_0 = 1, \quad p_1 = 1 + \Lambda \int_0^x \left(\frac{\tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^2} + \frac{\tilde{c}_2}{(1 + \alpha^*)^3 (1 + \tilde{\eta}x - \tilde{\eta}_1 \sin \omega x)^3} \right) dx,$$
$$p_1 = 1 + \frac{\Lambda \tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2} \left[\tilde{\eta} \frac{x^2}{2} - \frac{\tilde{\eta}x}{2} + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega x - 1) - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1)x \right]. \quad (19)$$

Используя формулы (17) и (19) для несущей способности и силы трения получим выражение вида:

$$W = p^* L \left(1 + \frac{\Lambda \tilde{c}_1}{(1 + \alpha^*)^2} \left[\frac{\tilde{\eta}}{6} - \frac{\tilde{\eta}}{4} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega^2} \sin \omega - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \frac{1}{2} \right] \right),$$
$$L_{\text{тр}} = \frac{\mu u^* l}{h_0^*} \left(-6(1 + e_1) \left[\frac{1 - \tilde{\eta} - \frac{\tilde{\eta}_1}{h_0} (\cos \omega - 1)}{2p(1 + \alpha^*)} \right] + \frac{4}{1 + \alpha^*} \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) + \frac{e_1}{1 + \alpha^*} \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right). \quad (20)$$

Решим задачу об устойчивости движения направляющей.

Обозначим: \bar{H} – ширина направляющей; M^* – масса направляющей; Q – действующая сила; $\frac{M^*}{l\bar{H}} = m$; $\frac{Q}{l\bar{H}} = q$.

Тогда деформированное уравнение движения направляющей имеет вид:

$$\frac{de'}{dt'} = \frac{q}{m} + \frac{L_{\text{тр}}}{mH}. \quad (21)$$

Запишем уравнение (21) в безразмерном виде:

$$\frac{de_1}{dt} = A_1 - A_2 e_1, \quad (22)$$

где

$$A_1 = -\frac{qt^*}{\mu u^*} - \frac{\mu l t^*}{h_0 (1 + \alpha^*) m H} \left\{ \left[\frac{3}{\bar{p}} \left(1 - \tilde{\eta} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right] + 4 \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right\},$$
$$A_2 = \frac{\mu l t^*}{h_0 (1 + \alpha^*) m H} \left\{ \left[\frac{3}{\bar{p}} \left(1 - \tilde{\eta} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right] + \left[\frac{1}{1 + \alpha^*} \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega - 1) \right) \right] \right\}, \quad (23)$$

$$e_1 = \frac{A_1}{A_2} (e^{-A_2 t} - 1), \quad (24)$$

здесь $\bar{p}(\Lambda) = \sup_{x \in [0;1]} p_1$.

Результаты исследования и их обсуждение

Из результатов численного анализа, приведенных на рис. 2 – 3, а также из найденных аналитических выражений (9) и (20) следует, что:

1. Несущая способность предлагаемой клиновидной опоры, а также сила трения существенно зависят от параметра сжимаемости Λ и параметра α^* , обусловленного наличием расплава на поверхности направляющей и нелинейности (адаптивности) опорной поверхности ползуна.

2. Установлено, что при значении $\omega = \pi$ представленная клиновидная опора скольжения по несущей способности обладает свойством опоры скольжения двойного действия. При определенных значениях $\frac{h_0^*}{h_0}, K$ рассматриваемая опора скольжения может обладать аномально низким коэффициентом трения.

3. Из найденного решения (24) следует, что при $t \rightarrow \infty$ скорость скольжения e_1 достигает предельного значения (т.е. $e_1 \rightarrow 0$). При этом рассматриваемая система стремится к стационарному режиму. При значениях $\omega = \pi, \frac{h_0^*}{h_0} \neq 0, K \neq 0$ рассматриваемая клиновидная опора скольжения на сжимаемом смазочном материале работает более устойчиво по сравнению с случаем, когда $\omega = 0, \frac{h_0^*}{h_0} = 0, K = 0$.

Заключение

Теоретическая значимость: сформирован комплекс уточненных расчетных моделей упорных подшипников скольжения с нестандартной адаптированной к условиям трения опорной поверхностью в условиях гидродинамического смазывания смазочными материалами и расплавом металлического покрытия при учете сжимаемости смазочных материалов и устойчивого движения опорного кольца, позволяющий оценить основные

эксплуатационные характеристики (величину гидродинамического давления, несущую способность и силу трения.).

Научная новизна результатов исследований заключается в получении расчетных моделей для проектировочных и проверочных расчетов упорных подшипников скольжения, позволяющих определить величину несущей способности и силы трения, а также устойчивость движения направляющей при квазистационарном течении жидкости, смазываемой жидким смазочным материалом и расплавом металлического покрытия при учете сжимаемости смазочного материала и адаптированного к условиям трения опорного профиля.

Условные обозначения.

v_x, v_y – компоненты вектора скорости; p' – гидродинамическое давление; μ – динамический коэффициент вязкости; $p' = \frac{\lambda Lu^* \rho'}{2h_0^*}$ (формула Вейсбаха–Дарси); ρ' – плотность; λ – коэффициент потерь на трение; L – длина ползуна; L' – удельная теплота плавления на единицу объема; функция $H'(x')$ характеризует профиль расплавленного контура покрытия.

Литература

1. Gao G.Y., Yin Z.W., Jiang D., Zhang X L. Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water // Tribol. Int. 2014. V. 75. P. 31. DOI: 10.1016/j.triboint.2014.03.009.
2. Wang Y.C., Lin F.Y., Jiang H.Z., Yuan W.M. Investigation on frictional characteristic of deep-groove ball bearings subjected to radial loads // Advances in Mechanical Engineering. 2015. V. 7 (7). P. 114. DOI: 10.1177/1687814015586111.

3. Krishna U.G., Auradi V., Vasudeva B., Kori S.A. Processing and microstructural characterization of cermet-reinforced aluminium matrix composite by solidification process // Trans. Indian. Inst. Met. 2018. V. 71 (11). P. 2851. DOI: 10.1007/s12666-018-1432-7.
4. Goto H., Omori S. Tribological characteristics of particle and chopped fiber-reinforced Al-Si alloy matrix composites // Tribol. Trans. 2000. V. 43. P. 57. DOI: 10.1080/10402000008982313.
5. Лагунова, Е. О. Расчет клиновидной опоры (ползун, направляющая), работающей на микрополярном жидком смазочном материале // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4686.
6. Akhverdiev K.S., Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Vasilenko V.V. Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Ser. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2020" 2021. C. 012005. URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1064/1/012005/pdf.
7. Кохановский В.А., Мукутадзе М.А. Матричные материалы антифрикционных композитов // Вестник Донского государственного технического университета. 2001. Т. 1. № 2. С. 51-56.
8. 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. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N3y2017/4320.
9. 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 // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. T. 47. № 4. pp. 356-361.



10. Болгова Е. А., Василенко В. В., Лагунова Е. О, Мукутадзе М. А. Математическая модель опоры скольжения с легкоплавким металлическим покрытием втулки и пористым покрытием вала // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 4(80). – С. 151-160. – DOI 10.46973/0201-727X_2020_4_151.

References

1. Gao G.Y., Yin Z.W., Jiang D., Zhang X L. Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water. Tribol. Int. 2014. V. 75. P. 31. DOI: 10.1016/j.triboint.2014.03.009
2. Wang Y.C., Lin F.Y., Jiang H.Z., Yuan W.M. Investigation on frictional characteristic of deep-groove ball bearings subjected to radial loads. Advances in Mechanical Engineering. 2015. V. 7 (7). P. 114. DOI: 10.1177/1687814015586111
3. Krishna U.G., Auradi V., Vasudeva B., Kori S.A. Processing and microstructural characterization of cermet-reinforced aluminium matrix composite by solidification process. Trans. Indian. Inst. Met. 2018. V. 71 (11). P. 2851. DOI: 10.1007/s12666-018-1432-7
4. Goto H., Omori S. Tribological characteristics of particle and chopped fiber-reinforced Al-Si alloy matrix composites. Tribol. Trans. 2000. V. 43. P. 57. DOI: 10.1080/10402000008982313
5. Lagunova, E. O. Inzhenernyj vestnik Dona, 2018, № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4686.
6. Akhverdiev K.S., Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Vasilenko V.V. Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering Ser. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2020" 2021. C. 012005 URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1064/1/012005/pdf.



7. Kohanovskij V.A., Mukutadze M.A. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2001. T. 1. № 2. pp. 51-56.
8. Garmonina, A. N., Mukutadze M. A. Inzhenernyj vestnik Dona, 2017, № 3(46). URL.ivdon.ru/ru/magazine/archive/N3y2017/4320.
9. Mukutadze M.A., Khasyanova D.U. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. T. 47. № 4. pp. 356-361.
10. Bolgova E. A., Vasilenko V. V., Lagunova E. O, Mukutadze M. A. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya, 2020, № 4(80), Pp. 151-160. DOI 10.46973/0201-727X_2020_4_151.