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

УДК 51: 621.891

**ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА
СКОЛЬЖЕНИЯ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМ ПОКРЫТИЕМ**© 2022 г. Д. У. Хасьянова^{1,*}, М. А. Мукутадзе^{2,**}¹ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*² *Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия***e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru****e-mail: murman1963@yandex.ru*

Поступила в редакцию 22.04.2021 г.

После доработки 26.11.2021 г.

Принята к публикации 20.12.2021 г.

В статье на основе уравнения течения микрополярной жидкости для “тонкого слоя”, уравнения неразрывности, а также уравнения, описывающего радиус расплавленного контура вала, покрытого легкоплавким металлическим сплавом с учетом формулы скорости диссипации механической энергии, найдено асимптотическое и точное автомодельное решение радиального подшипника скольжения с нестандартным опорным профилем, адаптированным к условиям трения в гидродинамическом режиме при частичном заполнении рабочего зазора. Получены аналитические зависимости для поля скоростей и давлений несущей способности и силы трения при нулевом (без учета расплава) и первом (с учетом расплава) приближении, а также для радиуса расплавленной поверхности покрытия вала.

Ключевые слова: радиальный подшипник, гидродинамический режим, металлическое покрытие, частичное заполнение рабочего зазора, нестандартный профиль, микрополярный жидкий смазочный материал

DOI: 10.31857/S0235711922020067

Разработке расчетной модели радиальных подшипников скольжения с металлическим покрытием подвижных и неподвижных контактных поверхностей посвящено значительное количество работ [1–12]. Однако процесс смазывания на расплавах покрытий не является самоподдерживающимся процессом.

Для обеспечения самоподдерживающегося процесса смазывания подшипников скольжения возникает необходимость не только наличия металлических покрытий на одной из рабочих контактных поверхностей, но и постоянного наличия смазочного материала, т.е. постоянной его подачи [13–17], или наличия адаптированного профиля опорной поверхности опорного кольца.

В предлагаемой статье приводится математическая расчетная модель гидродинамического течения смазочного материала и расплава покрытия, которые обладают микрополярными реологическими свойствами, в рабочем зазоре радиального подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности ползуна при неполном заполнении им рабочего зазора.

Постановка задачи. Рассмотрим установившееся течение несжимаемой жидкости и расплава покрытия в рабочем зазоре, которые обладают микрополярными реологическими свойствами. Подшипник с некруговым профилем опорной поверхности неподвижен, а вал при наличии покрытия на его поверхности вращается со скоростью Ω ф

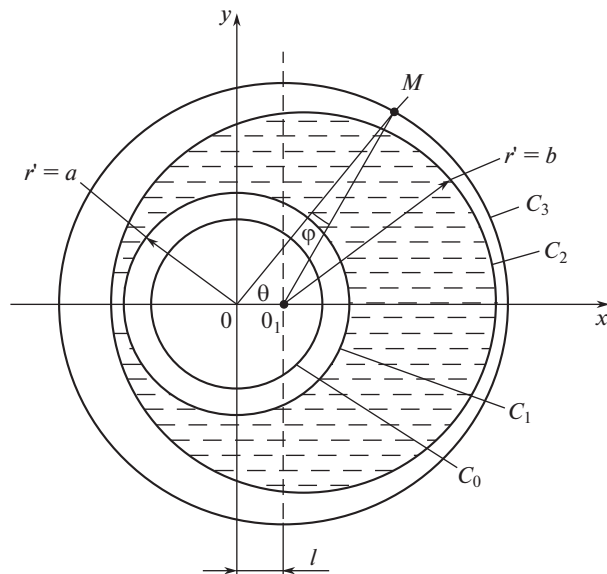


Рис. 1. Расчетная модель.

В полярной системе координат (r', θ) (рис. 1) с полюсом в центре вала с покрытием C_1 , вала с расплавленной поверхностью C_0 , подшипниковой втулки некруговым профилем опорной поверхности C_2 и подшипниковой втулки уравнения контуров вала запишутся в виде

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

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

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v}{\partial r} &= \frac{dp}{d\theta}; & \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} &= \frac{v}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{du}{dr}; & \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} &= 0; \\ -\frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} &= K \int_{-\Phi(\theta)}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right)^2 dr, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} u &= 0, & v &= 0, & v &= 0 & \text{при} & r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega\theta = h(\theta); \\ u &= 1, & v &= 0, & v &= 1 & \text{при} & r = r_0 - \Phi(\theta); & p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{где } K = \frac{(2\mu + \kappa)\Omega(r_0 - \lambda'f(\theta))}{L'\delta}; \quad \Phi(\theta) = \lambda'f(\theta); \quad N^2 = \frac{\kappa}{2\mu + \kappa}; \quad N_1 = \frac{2\mu l^2}{\delta^2 \kappa}; \quad l^2 = \frac{\gamma}{4\mu};$$

$$\eta = \frac{e}{\delta}; \quad \eta_1 = \frac{a'}{\delta}.$$

Переход к безразмерным переменным реализован на основе формул

$$\begin{aligned} r' &= (r_0 - \lambda'f(\theta)) + \delta r; & \delta &= r_1 - (r_0 - \lambda'f(\theta)); & v_r &= \Omega \delta u, \\ v_\theta &= \Omega v (r_0 - \lambda'f(\theta)); & p' &= p^* p; & p^* &= \frac{(2\mu + \kappa)\Omega(r_0 - \lambda'f(\theta))^2}{2\delta^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Принимая K , обусловленного расплавом и скоростью диссипации энергии, в качестве малого параметра, асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (3) находим в виде

$$\begin{aligned} v(r, \theta) &= v_0(r, \theta) + K v_1(r, \theta) + K^2 v_2(r, \theta) + \dots; \\ u(r, \theta) &= u_0(r, \theta) + K u_1(r, \theta) + K^2 u_2(r, \theta) + \dots; \\ \Phi(\theta) &= -K \Phi_1(\theta) - K^2 \Phi_2(\theta) - K^3 \Phi_3(\theta) - \dots; \\ p(\theta) &= p_0(\theta) + K p_1(\theta) + K^2 p_2(\theta) + K^3 p_3(\theta) \dots \end{aligned} \quad (5)$$

Выполняя подстановку (5) в систему дифференциальных уравнений (2), с учетом граничных условий (3), получим следующие уравнения:

– для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} + \frac{N^2}{2N_1 h} (2r - h) = \frac{dp_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0, \quad (6)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} v_0 &= 0, & u_0 &= 0, & v_0 &= 0 & \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta; \\ v_0 &= 0, & u_0 &= 1, & v_0 &= 0 & \text{при } r = r_0 - \Phi(\theta) = 0; & p_0(\theta_1) = p_0(\theta_2) = 0; \end{aligned} \quad (7)$$

– для первого приближения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} &= \frac{dp_1}{d\theta}, & \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} &= 0, \\ -\frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} &= K \int_{\Phi}^{h(\theta)} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right)^2 dr, \end{aligned} \quad (8)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} v_1 &= \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi}; & u_1 &= \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \tilde{\Phi}; \\ v_1 &= 0, & u_1 &= 0 & v_1 &= 0 & \text{при } r = h(\theta) + \tilde{\Phi}; \\ p_1(\theta_1) &= p_1(\theta_2) = 0, & \Phi(0) &= \Phi(2\pi) = h_0^*. \end{aligned} \quad (9)$$

Выполняя точное автомодельное решение задачи для нулевого приближения по известному методу для поля скоростей и давлений получим

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_0 = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi^3}{3} - \frac{\xi^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6.$$

$$\tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{\eta_1}{\theta_2 - \theta_1} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) + \frac{\eta_1}{\omega(\theta_2 - \theta_1)} (\cos \omega \theta_2 - \cos \omega \theta_1) \right). \quad (10)$$

$$p_0 = 6 \left(\eta (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) - \frac{\eta (\theta - \theta_1)}{\omega(\theta_2 - \theta_1)} (\cos \omega \theta_2 - \cos \omega \theta_1) \right).$$

Для определения $\Phi_1(\theta)$ с учетом уравнения (10) и $\Phi(0) = h_0^*$ приходим к уравнению

$$\Phi_1(\theta) = \left(\theta - \eta \sin \theta - \frac{\eta_1}{\omega} \cos \omega \theta \right) \left(1 - \frac{N^4}{720 N_1^2} \right) + h_0^*. \quad (11)$$

Аналогично для первого приближения имеем

$$\tilde{\psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_1}{2} \xi^2 - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + M \right) \xi + M, \quad \tilde{C}_1 = 6M.$$

$$\tilde{C}_2 = -6M(1 + \tilde{\Phi}) \left(1 + \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2 - \theta_1} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega(\theta_2 - \theta_1)} (\cos \omega \theta_2 - \cos \omega \theta_1) \right), \quad (12)$$

$$p_1 = \frac{6M}{(1 + \tilde{\Phi})^2} \left(\eta (\sin \theta_2 - \sin \theta) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta_2 - \cos \omega \theta) - \frac{\tilde{\eta}(\theta_2 - \theta)}{\theta_2 - \theta_1} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) - \frac{\tilde{\eta}_1(\theta_2 - \theta)}{\omega(\theta_2 - \theta_1)} (\cos \omega \theta_2 - \cos \omega \theta) \right),$$

$$\text{где } \tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \tilde{\Phi}}; \tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 + \tilde{\Phi}}; M = \sup_{\theta \in [\theta_1; \theta_2]} \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta).$$

С учетом (6), (8), (10) и (12) для несущей способности и силы трения получим

$$\begin{aligned} R_x &= p^* r_0 \int_0^{2\pi} (p_0 + K p_1) \cos \theta d\theta = 0, \\ R_y &= p^* r_0 \int_{\theta_1}^{\theta_2} (p_0 + K p_1) \sin \theta d\theta, \\ L_{\text{тр}} &= \mu \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left[\frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial u_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta. \end{aligned} \quad (13)$$

Полученные модели радиальных подшипников скольжения с металлическим покрытием поверхности опорного кольца и адаптированным профилем опорной поверхности, работающих в гидродинамическом режиме на жидком смазочном материале и металлическом расплаве, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными реологическими свойствами, при частичном заполнении рабочего зазора показали, что параметры K , N^2 , N_1 , ω вносят значительный вклад в величину триботехнических характеристик подшипников. Установлено, что несущая способность опор скольжения с учетом рассмотренных факторов на 14–18% превышает стандартные подшипники скольжения. Коэффициент трения при этом на 16–18% уменьшается.

В экспериментальном исследовании рассмотрены радиальные подшипники скольжения с металлическим покрытием из сплава Вуда (табл. 1).

По результатам экспериментов определялась величина коэффициента трения, позволяющая судить о наличии гидродинамического режима трения как при работе подшипника со смазочной жидкостью, обладающей микрополярным реологическим свойством, так и при расплаве металлического покрытия поверхности направляющей

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов исследования

№	Коэффициент трения		
	теоретические исследования		экспериментальные исследования
	подшипник без покрытия	подшипник с покрытием	подшипник с металлическим покрытием из сплава Вуда
1	0.0037	0.0024	0.0026
2	0.0038	0.0022	0.0027
3	0.0040	0.0021	0.0028
4	0.0041	0.0020	0.0030
5	0.0043	0.0024	0.0031

из сплава Вуда. А также был установлен температурный режим и переход гидродинамического режима трения на граничное трение. В результате проведенных экспериментальных испытаний установлено следующее: 1) расплав покрытия из сплава Вуда влияет на коэффициент трения на 2.5–4 раза интенсивнее, чем реологические свойства применяемой жидкости; 2) подшипник проработал после прекращения подачи смазочного материала без зафиксированного отказа 2.8 часа; 3) на направленном слое выявлены его уточнение и локальные разрушения, занимающие 70%.

Выводы. 1. Разработаны новые многофакторные выражения для нахождения рабочих характеристик (несущая способность и сила трения) радиального подшипника скольжения с учетом реологических свойств микрополярной смазочной жидкости при частичном заполнении рабочего зазора, а также с учетом расплава поверхности вала, покрытой металлическим сплавом. **2.** Теоретические исследования показали, что несущая способность с легкоплавким металлическим покрытием поверхности вала и адаптированный профиль подшипниковой втулки при учете реологических свойств применяемого смазочного материала и расплава металлического покрытия, которые обладают микрополярными свойствами, увеличивается на ~11–13% с ростом параметра ω , характеризующего адаптированный профиль и протяженности ($\theta_2 - \theta_1$) нагруженной области, а коэффициент трения при этом уменьшается на ~12–14%. **3.** Найденные расчетные модели опор скольжения позволяют регулировать соотношение его несущей способности и коэффициента трения в результате варьирования металлического покрытия на поверхности вала. **4.** Применение в аварийных ситуациях смазывания металлическим расплавом существенно повышает надежность подшипника.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ahamed A.R., Asokan P., Aravindan S. et al.* Drilling of hybrid Al-5%SiCp-5%B4Cp metal matrix composites // *Int. J. Adv Manuf. Technol.* 2010. V. 49. P. 871.
<https://doi.org/10.1007/s00170-009-2453-5>
2. *Goto H., Omori S.* Tribological characteristics of particle and chopped fiber-reinforced Al-Si alloy matrix composites // *Tribol. Trans.* 2000. V. 43. P. 57.
<https://doi.org/10.1080/10402000008982313>
3. *Selvam P.T., Pugazhenti R., Dhanasekaran C., Chandrasekaran M., Sivaganesan S.* Experimental investigation on the frictional wear behaviour of TiAlN coated brake pads // *Mater. Today Proc.*

2020. V. 37. P. 2419.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.272>
4. *Shapovalov V.V., Stcherbak P.N., Kornienko R.A.* Forecast of frictional bonds abnormal status // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. P. 1127.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_118
 5. *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.
<https://doi.org/10.1007/s12666-018-1432-7>
 6. *Кроначев Д.Ю., Гришин А.А., Масло А.Д.* Способы оперативного измерения температуры расплава металлов для нужд машиностроительных предприятий // Литье и металлургия. 2012. № 3 (66). С. 126.
 7. *Liao N.T., Lin J.F.* Ball bearing skidding under radial and axial loads // Mechanism and Machine theory. 2002. V. 37 (1). P. 91. WOS:000173253700008, ISSN0094-114X
 8. *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.
<https://doi.org/10.1177/1687814015586111>
 9. *Tala-Ighil N., Fillon M., Maspeyrot P.* Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing // Tribol. Int. 2011. V. 44 (3). P. 211.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.10.003>
 10. *Ausas R., Ragot P., Leiva J., Jai M., Bayada G., Buscaglia G.C.* The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings // J. of Tribology-Transactions of the Asme. 2007. V. 129 (4). P. 868.
<https://doi.org/10.1115/1.2768088>
 11. *Tala-Ighil N., Maspeyrot P., Fillon M., Bounif A.* Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers part J-Journal of Engineering Tribology 2007. V. 221. Iss. 6. P. 623.
<https://doi.org/10.1243/13506501JET287>
 12. *Sun J., Gui C.L.* Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation // Tribol. Int. 2004. V. 37 (10). P. 841.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.05.007>
 13. *Qiu M.F., Delic A., Raeymaekers B.* The Effect of Texture Shape on the Load-Carrying Capacity of Gas-Lubricated Parallel Slider Bearings // Tribol. Lett. 2012. V. 48 (3). P. 315.
<https://doi.org/10.1007/s11249-012-0027-4>
 14. *Liu H.P., Xu H., Ellison P.J., Jin Z M.* Application of Computational Fluid Dynamics and Fluid-Structure Interaction Method to the Lubrication Study of a Rotor-Bearing System // Tribol. Lett. 2010. V. 38 (3). P. 325.
<https://doi.org/10.1007/s11249-010-9612-6>
 15. *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.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.03.009>
 16. *Mukutadze M.A., Khasyanova D.U.* Radial Friction Bearing with a Fusible Coating in the Turbulent Friction Mode // J. Mach. Manuf. Reliab. 2019. V. 48. P. 421.
<https://doi.org/10.3103/S1052618819050066>
 17. *Mukutadze M.A., Khasyanova D.U.* Optimization of the Supporting Surface of a Slider Bearing according to the Load-Carrying Capacity Taking into Account the Lubricant Viscosity Depending on Pressure and Temperature // J. Mach. Manuf. Reliab. 2018. V. 47. P. 356.
<https://doi.org/10.3103/S1052618818040106>
 18. *Приходько В.М., Котельницкая Л.И.* Математическая модель гидродинамической смазки при плавлении опорной поверхности радиального подшипника // Трение и износ. 2001. Т. 22. № 6. С. 606.