

УДК 621.822.17

doi 10.54708/19926502_2024_28410611

Оценка износостойкости радиального подшипника скольжения с учетом сжимаемости смазочного материала

Е.А. Болгова^а, М.А. Мукутадзе^б, П.В. Харламов^в

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения» (РГУПС), г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация. Статья посвящена оценке влияния на износостойкость учета сжимаемости смазочного материала в рабочем зазоре модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения. Получена новая математическая модель на основе общеизвестных уравнений: уравнения движения истинно-вязкого смазочного материала для случая «тонкого слоя», уравнения неразрывности и уравнения состояния. Получены новые модели, учитывающие новые ранее не учтенные факторы, такие как сжимаемость смазочного материала, полимерное покрытие на поверхности вала с осевой канавкой, адаптированный профиль опорной поверхности, которые позволяют произвести оценку, для инженерной практики, величины гидродинамического давления, нагрузочной способности, силы трения. Сравнительный анализ полученных результатов с уже имеющимися подтверждает правильность полученной модели. Важной особенностью новых моделей является разработка методики, которая позволяет проводить инженерные расчеты для модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения. В рамках данной методики учитывается сжимаемость материала, который обладает истинно вязкими свойствами. Такой подход позволяет определить основные триботехнические параметры с высокой точностью. По итогам исследования существенно расширена возможность применения на практике результатов теоретических моделей, подтвержденных экспериментальными исследованиями, которые позволяют произвести оценку эксплуатируемых характеристик модифицированной конструкции радиального подшипника с учетом новых переменных факторов.

Ключевые слова: сжимаемость, оценка износостойкости, покрытие, адаптированный профиль, состояние, модифицированная конструкция, ламинарный режим, истинно вязкий смазочный материал, точные решения, осевая канавка.

^аbolgova_katya6@mail.ru, ^бmurman1963@yandex.ru, ^вkcharlamov@yandex.ru

Введение

Известно, что сжимаемость жидкого смазочного материала в целом отрицательно влияет на энергетику и динамику узлов трения трибосистем. В связи с этим возникает необходимость при разработке новых математических моделей, учета сжимаемости применяемых жидких смазочных материалов.

В настоящее время большое внимание уделяется повышению работоспособности и эффективности машин и механизмов, в частности, для подшипников скольжения, которые можно достичь путем разработки новых математических моделей с учетом модификации конструкции подшипников скольжения.

Анализ работ [1–10] посвященных экспериментальному исследованию сжимаемости жидкости с учетом изменения температуры и давления показывает, что предложенные методы способны дать надежные параметры в широком диапазоне давления и температуры, что приведет к выводу о наличии довольно большого количества ошибок в их определении.

В связи с этим исследование, направленное на повышение эксплуатационных характеристик с учетом выше указанных факторов, является весьма актуальным и востребованным.

Целью данной статьи является уточнение ранее полученных результатов [11].

Постановка задачи

Задача включает рассмотрение ламинарного течения истинно вязкого смазочного материала в рабочем зазоре модифицированного радиального подшипника (Рис. 1).

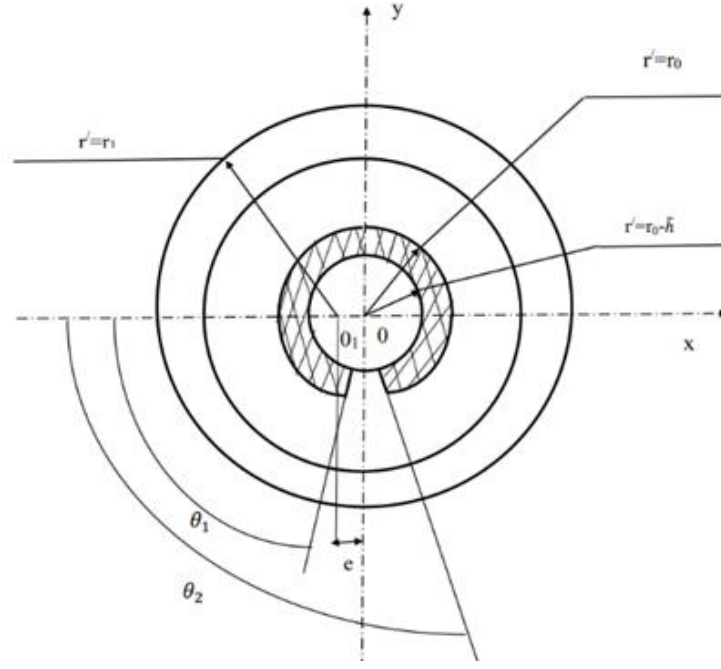


Рисунок 1. Схема трибоконтакта: r_0 ; $r_0 - \tilde{h}$ – радиус вала с покрытием и без покрытия, соответственно, r' – радиус подшипниковой втулки.

Уравнение контуров с полюсом в центре вала задаем так же, как в задаче [11]:

вала с полимерным покрытием C_1 , вала без покрытия (с канавкой) C_0 , подшипниковой втулки с адаптированным профилем опорной поверхности C_2 и подшипниковой втулки запишутся в виде:

$$C_1 : r' = r_0, \quad C_0 : r' = r_0 - \tilde{h}, \quad C_2 : r' = r_1(1+H) - a' \sin \omega\theta, \quad C_3 : r' = r_1(1+H), \quad (1)$$

Для достижения поставленной цели применяем те же безразмерные уравнения, что и в задаче [11], а также уравнение состояния с учетом ламинарного характера течения смазочного материала:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0; \quad p = \rho. \quad (2)$$

Где $p = \frac{\Lambda \Omega^2 r^2}{2} \rho$, $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{\rho \delta^2}$.

И граничные условия:

$$\begin{aligned} u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0 - \tilde{h}; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при } r = r_0; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega\theta = h(\theta); \\ p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_1(\theta_1), \quad Q = const. \end{aligned} \quad (3)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$.

Автомодельное решение задачи (2) с учетом (3) находим по известному методу [12]:

$$\rho v_i = \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \quad \psi_i(r, \theta) = \tilde{\psi}_i(\xi_i);$$

$$\begin{aligned}
 V_i(r, \theta) &= \rho \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -\rho \tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\
 \xi_i &= \frac{r}{h(\theta)} \quad \text{при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\
 \xi_i &= \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \quad \text{при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2.
 \end{aligned} \tag{4}$$

С учетом (4) уравнения (2) и граничные условия (3) примут вид:

$$\begin{aligned}
 \tilde{\psi}_i''(\xi_i) &= a_i; \quad \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i; \\
 \tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0 \\
 \frac{p}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i=1,3; \quad \frac{p}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
 \tilde{\psi}'_{\xi} &= 0 \text{ при } \xi = 0, \xi = 1; \quad \tilde{v}_i(\xi, \theta) = p, \quad \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 0; \\
 \tilde{v}_i(\xi, \theta) &= 0, \quad \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 1; \quad \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0; \\
 p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = 1.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Подставим (4) в (2) с учетом граничных условий (2), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned}
 u_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \cdot \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0, \\
 \tilde{\Psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1}{2} (\xi_1 - 1), \quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1; \\
 \tilde{\Psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1; \\
 \tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1;
 \end{aligned} \tag{7}$$

С учетом (7) для гидродинамического давления получим следующее аналитическое выражение:

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{6p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i=1,3; \quad \frac{p}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{6p}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}. \tag{8}$$

Интегрируя аналитическое выражение (8), получим:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= 6\Lambda \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega \theta - 1) \right) + 1; \\
 p_2 &= \frac{6\Lambda}{(1 + \tilde{h})^2} \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) - \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi} \sin \theta_1 \right) \right) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{p} \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) \right) \right] + 1;
 \end{aligned}$$

$$p_3 = 6\Lambda \left[(\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) - \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{1}{p} \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \left(\eta (\sin \theta - \sin \theta_2) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - \cos \omega\theta_2) \right) \right) \right] + 1. \quad (9)$$

Решим уравнение (9) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

$$p_{11} = 1; p_{21} = 1; p_{31} = 1;$$

$$p_{12} = 6\Lambda \left(\eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - 1) - \frac{h_1\theta}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right);$$

$$p_{22} = \frac{6\Lambda}{(1+\tilde{h})^2} \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_1) - \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega\theta - \cos \omega\theta_1) \right) \right) \right];$$

$$p_{23} = 6\Lambda \left[(\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left(\frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) - \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2} \right) \left(\eta (\sin \theta - \sin \theta_2) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega\theta - \cos \omega\theta_2) \right) \right) \right].$$

Проверочные расчеты полученной теоретической модели проведены с использованием параметров в следующих диапазонах их численных значений: $\Lambda = 0,1 - 0,9$; $r = 20$ мм; $V = 0,3 - 3$ м/с; $\sigma = 15 - 75$ МПа; $\mu_0 = 0,024987 - 0,0067$ Н · с/м². Результаты численного анализа полученных расчетных моделей приведены в виде графика (Рис. 2).

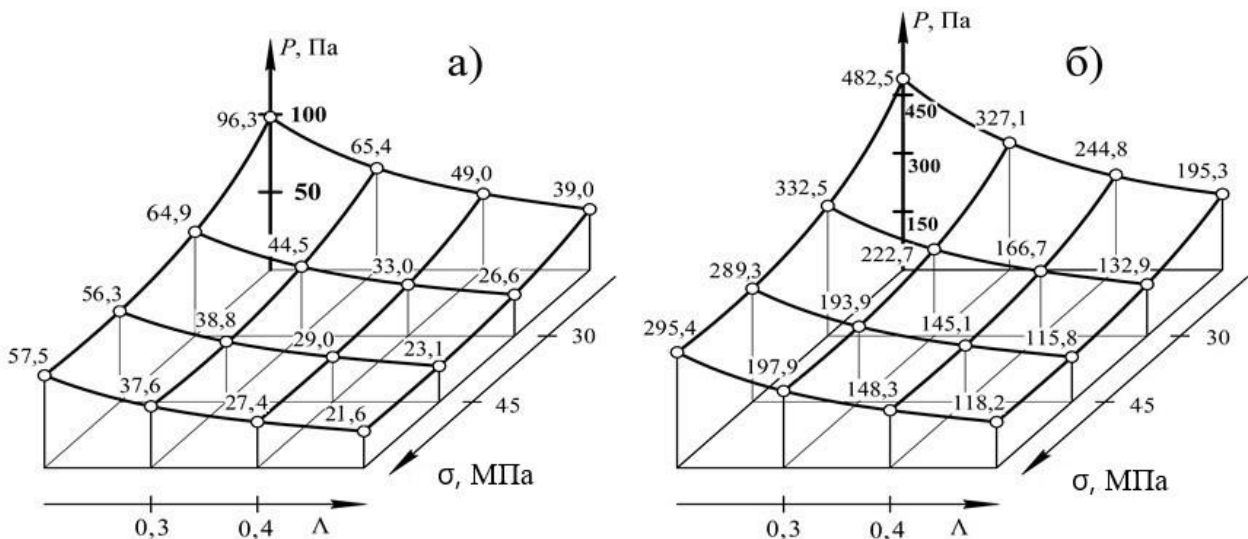


Рисунок 2. Влияние сжимаемости и нагрузки $\sigma = 15 - 75$ МПа на вертикальные составляющие при а) $v = 0,3$ м/с, б) $v = 1$ м/с.

Результаты исследования

В результате теоретического исследования были улучшены характеристики радиального подшипника скольжения, а именно его несущая способность на 6–8 %. Кроме того, был снижен коэффициент трения в диапазоне исследования режимов на 5–7 %. (Табл. 1).

Таблица 1. Результаты теоретического исследования.

№ п/п	σ , МПа	Λ , параметр сжимаемости				
		0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
		Коэффициент трения				
1	15	0,008890	0,0103130	0,009200	0,0060000	0,00233000
2	30	0,005590	0,0047910	0,005753	0,0040850	0,00169350
3	45	0,001593	0,0014920	0,002306	0,0021705	0,00105700
4	60	0,001295	0,0013613	0,002204	0,0021136	0,00103793
5	75	0,001197	0,0012307	0,002102	0,0011570	0,00101887

Для подтверждения эффективности теоретической модели нами было произведено экспериментальное исследование влияния сжимаемости на работу подшипников скольжения.

Таблица 2. Сравнительный анализ результатов исследований.

№ п/п	Режим		Теоретический Результат		Экспериментальное исследование	
	σ , МПа	V , м/с	Коэффициент трения			
			С учетом сжимаемости	Без учета сжимаемости	С учетом сжимаемости	Без учета сжимаемости
1	15	0,3	0,0145	0,0132	0,0169	0,0144
2	30	0,3	0,0090	0,0073	0,0104	0,0072
3	45	0,3	0,0070	0,0051	0,0083	0,0063
4	50	0,3	0,0085	0,0061	0,0107	0,0082
5	75	0,3	0,0125	0,0094	0,0137	0,0108

Результаты экспериментального исследования подшипников скольжения подтверждают эффективность разработанных теоретических моделей.

Обсуждение результатов

Была разработана модель, которая описывает работу подшипника в гидродинамическом режиме с использованием истинно вязкого смазочного материала. При разработке модели мы учли адаптированный профиль опоры и сжимаемость смазочного материала, чтобы условия трения соответствовали требованиям. Полученные расчетные модели позволяют определить основные эксплуатационные характеристики при проектировании подшипника с покрытием.

Успешное использование экспериментального комплекса при проведении исследований позволило получить точную и необходимую информацию о поведении скользящих подшипников в условиях гидродинамического смазывания в широком диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

Новый метод формирования расчетных моделей радиальных подшипников скольжения, разработанный на основе теоретических и экспериментальных исследований, значительно увеличивает возможности применения моделей и повышает точность получаемых результатов. Это означает, что данные модели могут быть полезны в различных областях, включая машиностроение, авиастроение, приборостроение и другие.

Основные результаты

1. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей радиального подшипника скольжения с покрытием, позволяющих провести оценку эксплуатационных характеристик, величины гидродинамического давления нагрузочной способности и коэффициент трения.

2. Расчетные модели учитывают применение дополнительного смазывания полимерным покрытием на поверхности подшипниковой втулки, адаптированного профиля и сжимаемости смазочного материала.

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения с учетом сжимаемости, адаптированного профиля и покрытия значительно уточняет несущую способность на 6–10 %, а коэффициент трения – на 5–7 %.

Условные обозначения

r_0 – радиус вала с полимерным покрытием; r_1 – радиус подшипниковой втулки; \tilde{h} – высота канавки; e – эксцентриситет; ε – относительный эксцентриситет; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое; $\eta = \frac{l}{\delta}$ – конструктивный параметр; Λ – параметр сжимаемости; h_1 – конструктивный параметр характеризующий адаптированный профиль опорной поверхности.

Литература:

1. Isaacs N.S. Liquid phase high pressure chemistry. – New York – Chichester Brisbane – Toronto: Wiley-Interscience, 1981. – 414 p.
2. le Noble W.H. Organic high pressure chemistry. – Amsterdam – Oxford – New York – Tokyo: Elsevier, 1988. – 489 p.
3. Marcus Y., Hefter G.T. The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure // *J. Mol. Liquids*. 1997. – No. 73–74. – P. 61–74.
4. Kiselev V.D., Kashaeva E.A., Konovalov A.I. Pressure effect on the rate and equilibrium constant of the Diels-Alder reaction 9-chloroanthracene with tetracyanoethylene // *Tetrahedron*. –1999. – Vol. 55. – P. 1153–1162.
5. Riddick J.A. Organic solvents. – New York: John Wiley & Sons, 1986. – 1325 p.
6. Cibulka I., Zikova M. Liquid densities at elevated pressures of 1-alkanols from C1 to C10: a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. – 1994. – Vol. 39. – P. 876–886.
7. Cibulka I., Hnedkovsky L. Liquid densities at elevated pressures of n-alkanes from C5 to C16: a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. – 1996. – Vol. 41. – P. 657–668.
8. Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T. P-d-T data of liquids: summarization and evaluation. 3. Ethers, ketones, aldehydes, carboxylic acids, and esters // *J. Chem. Eng. Data*. – 1997. – Vol. 42. – P. 2–26.
9. Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T. P-d-T data of liquids: summarization and evaluation. 4. Higher 1-alkanols (C11, C12, C14, C16), secondary, tertiary, and branched alkanols, cycloalkanoles, alkanediols, alkanetriols. ether alkanols, and aromatic hydroxyl derivatives // *J. Chem. Eng. Data*. – 1997. – Vol. 42. – P. 415–433.
10. Cibulka I., Takagi T. P-d-T data of liquids: summarization and evaluation. 5. Aromatic hydrocarbons // *J. Chem. Eng. Data*. – 1999. – Vol. 44. – P. 411–429.
11. Киришчиева В.И., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала // *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. – 2023. – Т. 27, № 2(100). – С. 15 – 23. – DOI 10.54708/19926502_2023_27210015. [V.I. Kirishchieva, E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze. Increasing the wear resistance of a radial bearing with a non-standard support profile and a polymer coating on the shaft surface, (in Russian), *Vestnik UGATU*. –2023. –№. 2 (100). –P. 15–23.]

12. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А. Повышение износостойкости радиального подшипника, смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2022. – № 4. – С. 46–53. – DOI 10.31857/S0235711922040101 [D.U. Khasyanova, M.A. Mukutadze. Increasing the wear resistance of a radial bearing lubricated with micropolar lubricants and metal coating melts, (in Russian), Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. - 2022. – No. 4. – P. 46-53.]

Об авторах:

БОЛГОВА Екатерина Александровна, аспирант кафедры «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»; bolgova_katya@mail.ru.

МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО РГУПС; murman1963@yandex.ru.

ХАРЛАМОВ Павел Викторович, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Транспортные машины и триботехника» ФГБОУ ВО РГУПС; kcharlamov@yandex.ru.

Metadata:

Title: Evaluation of the wear resistance of radial plain bearings taking into account the compressibility of the lubricant.

Author 1: Ekaterina Aleksandrovna Bolgova, postgraduate student at the Department of Higher Mathematics, Rostov State Transport University, ORCID 0000-0002-0737-1846.

Author 2: Murman Aleksandrovich Mukutadze, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Higher Mathematics, Rostov State Transport University, ORCID 0000-0003-2910-3047.

Author 3: Pavel Viktorovich Kharlamov, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics, Rostov State Transport University, ORCID 0000-0001-5100-4894.

Abstract. The article is devoted to assessing the impact on the wear resistance of taking into account the compressibility of a lubricating material in the working gap of a modified radial sliding bearing. Based on the equation of motion of a truly viscous lubricant for the case of a "thin layer", the continuity equation and the equation of state, new models were obtained that take into account new previously unrecorded factors such as the compressibility of the lubricant, a polymer coating on the surface of the shaft with an axial groove, an adapted profile of the support surface, allowing for a comparative analysis of the results obtained with those already available, confirming the correctness of the received model for practice.

Keywords: compressibility, wear resistance assessment, coating, adapted profile, condition.