

Интернет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 8, №5 (2016) <http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol8-5>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/56TVN516.pdf>

Статья опубликована 06.10.2016.

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Мукутадзе А.М. Радиальный подшипник с пористой опорной втулкой переменной толщины // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №5 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/56TVN516.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**УДК 51:621:891**

**Мукутадзе Александр Мурманович**

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону<sup>1</sup>

Аспирант кафедры «Высшая математика»

E-mail: [mykyt@yandex.ru](mailto:mykyt@yandex.ru)

## **Радиальный подшипник с пористой опорной втулкой переменной толщины**

**Аннотация.** Представлено решение стационарной задачи о радиальном подшипнике скольжения конечной длины с пористой спеченной опорной втулкой переменной толщины. Решение задачи выполнялось на основе модифицированного уравнения Рейнольдса и уравнения Дарси, определяющих течение смазочного материала в пористой втулке. Жидкий смазочный материал подавался в осевом направлении через отверстие в корпусе подшипника с последующей фильтрацией сквозь поры спеченной втулки.

В результате решения поставленной задачи при учете ряда дополнительных факторов определено давление в рабочем смазочном слое и в пористой опорной втулке. Кроме того, найдена несущая способность, обусловленная давлением в смазочном слое, а также определена область устойчивой работы подшипника.

**Ключевые слова:** радиальный подшипник скольжения; пористая спеченная подшипниковая втулка переменной толщины; гидродинамика; триботехнические параметры

**Введение.** В деталях узлов трения современных машин широко используются антифрикционные пористые материалы, полученные методами порошковой металлургии, а также пористые покрытия, нанесенные газотермическим напылением. Пористые материалы существенно превосходят компактные по уровню поверхностной маслостойкости и демпфирующей способности [1–10]. Это объясняется наличием 25–30% пор в их объеме. Выдержанные в условиях вакуума в нагретом жидком смазочном материале пористые элементы подшипника впитывают до 5–6% масла (по массе).

При работе подшипника и его фрикционном нагреве в зоне трения заполняющий поры смазочный материал выделяется непосредственно в рабочую область в результате большего терморасширения, чем металл пористой втулки. Наряду с этим, выделяющиеся из пор смазочный материал компенсирует возможные перебои в его подаче и увеличивает ресурс подшипника, выполняя его самосмазывание.

---

<sup>1</sup> 344038, Россия, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

Кроме того, пористая втулка переменной толщины позволяет регулировать в пределах эксцентриситета соосность подшипниковых опор, что позволит компенсировать неравномерный износ рабочих поверхностей.

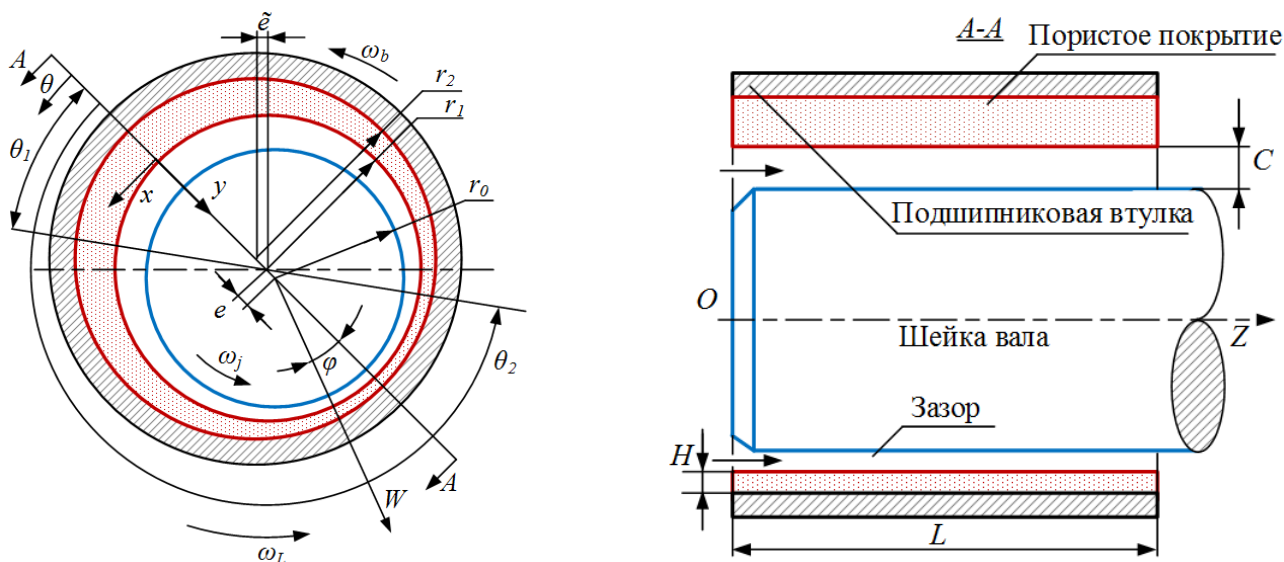
Таким образом, технологические, эксплуатационные и экономические преимущества деталей трибосистем из пористых композитов делают их применение более эффективным, чем применение традиционных компактных материалов.

К сожалению, в современной литературе уделяется относительно мало внимания расчетам и моделям трибосистем с пористыми элементами. Известен лишь небольшой перечень работ [11–17], в которых со значительными упрощениями рассматривается гидродинамический режим трения пористых подшипников, реализуемый лишь при низких нагрузках.

Изложенное свидетельствует о том, что применение радиальных подшипников скольжения с пористой опорной поверхностью, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, в настоящее время опережает уровень теоретических исследований. Это обстоятельство позволяет считать настоящую статью актуальной и востребованной практикой.

**Цель работы** заключается в разработке расчетной модели радиального подшипника скольжения конечной длины с пористой втулкой переменной толщины и подачей смазочного материала в осевом направлении.

**Постановка задачи.** Рассматривается установившееся движение вязкого несжимаемого жидкого смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника конечной длины с пористой опорной втулкой переменной толщины, работающей в режиме гидродинамического смазывания. Исследуется случай, когда смазочный материал подается под давлением в осевом направлении (рис. 1).



**Рисунок 1.** Схема радиального подшипника конечной длины с пористой опорной втулкой (рисунок автора)

На схеме обозначено:  $r_0$  – радиус вала,  $r_1$  – рабочий радиус пористой втулки (контура  $C_1$ ),  $r_2$  – радиус наружной поверхности пористой втулки (контура  $C_2$ ),  $e$  – рабочий эксцентриситет,  $\tilde{e}$  – эксцентриситет внутренней поверхности пористой втулки,  $\omega_b, \omega_j, \omega_L$  – угловые скорости подшипника, вала и нагрузки соответственно,  $H$  – наименьшая толщина пористой втулки,  $\theta, \theta_1, \theta_2$  – угловые координаты,  $W$  – нагрузка,  $\varphi$  – угол между ординатой и

направлением приложения нагрузкой,  $C$  – монтажный радиальный зазор,  $L$  – ширина подшипника.

### Основные уравнения, граничные условия и упрощающие допущения

1. Максимальная толщина пористой втулки считается малой по сравнению с радиусом подшипника.

2. Распределение давления в пористой среде определяется уравнением [18]:

$$\Delta^2 p^* = 0. \quad (1)$$

3. В качестве расчетной модели используем короткий подшипник, тогда уравнение (1) можно представить в виде

$$\frac{\partial^2 p^*}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p^*}{\partial z^2} = 0. \quad (2)$$

4. Для определения распределения давления в слое жидкого смазочного материала будем исходить из модифицированного уравнения Рейнольдса в рамках модели короткого подшипника

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left[ (\omega_b + \omega_j - 2\omega_L) \frac{dh}{d\theta} \right] - 12\mu v_0 \Big|_{y=0}, \quad (3)$$

где:  $h = C(1 + \varepsilon \cos \theta)$  – толщина слоя смазочного материала;  $\varepsilon = \frac{e}{c}$  – относительный рабочий эксцентриситет;  $p$  – давление в пленке смазочного материала;  $\mu$  – вязкокоэффициент вязкости;  $v_0$  – компонента скорости в направлении оси  $y$  на внутренней границе пористой поверхности.

5. Величина  $v_0$  подчиняется закону Дарси:

$$v_0 = - \frac{k'}{\mu} \left( \frac{\partial p^*}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}, \quad (4)$$

где  $k'$  – проницаемость пористого материала.

6. Полагаем, что вращается только вал, а угловые скорости нагрузки и подшипниковой втулки равны нулю  $\omega_b = \omega_L = 0$ .

Граничные условия для уравнения (2) могут быть записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned} p^* &= p_a \text{ при } z = \pm \frac{L}{2}; \\ p^* &= p \text{ при } y = 0; \\ p^* &= p_g \text{ при } y = (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta) H, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\tilde{\varepsilon} = \tilde{e}/H$ ; относительный эксцентриситет.

Для уравнения (3) граничные условия имеют вид:

$$p = p_a \text{ при } z = \pm \frac{L}{2}. \quad (6)$$

Перейдем к безразмерным переменным, используя следующие выражения:

$$P^* = \frac{p^* C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}; \quad P = \frac{p C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}; \quad P_a = \frac{p_a C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}; \quad Z = \frac{2z}{L}; \quad Y = \frac{y}{H}; \quad \Phi = \frac{KH}{C^3}; \quad P_g = \frac{p_g C^2}{\mu R_0^2 \omega_j}. \quad (7)$$

Подставляя зависимость (7) в выражения (2) и (3) получим:

$$\frac{\partial^2 P^*}{\partial Y^2} + 4 \left( \frac{H}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 P^*}{\partial Z^2} = 0; \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = - \frac{12 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} + \frac{3\Phi}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \left( \frac{H}{L} \right)^2} \left. \left( \frac{\partial P^*}{\partial Y} \right) \right|_{Y=0}, \quad (9)$$

где  $D = 2R_0$ .

С учетом выражений (7) граничные условия (5) и (6) примут следующий вид:

$$P^* = P_a \text{ при } z = \pm 1;$$

$$P^* = P \text{ при } y = 0;$$

$$P^* = P_g \text{ при } y = 1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta; \quad (10)$$

$$p = p_a \text{ при } z = \pm 1. \quad (11)$$

### Определение основных рабочих характеристик подшипника

Предполагается, что безразмерное давление питания  $P_g$  по координате  $Z$  меняется по закону

$$P_g = P_a + (1 - z^2) B,$$

где  $B$  – заданная постоянная.

Осредняя уравнение (8) по толщине пористого слоя, получим:

$$\int_0^{1-\tilde{\varepsilon} \cos \theta} \frac{\partial^2 P^*}{\partial y^2} dy + 4 \left( \frac{H}{L} \right)^2 \int_0^{1-\tilde{\varepsilon} \cos \theta} \frac{\partial^2 P^*}{\partial z^2} dy = 0. \quad (12)$$

Решение уравнения (12), удовлетворяющее граничным условиям (10), будем искать в виде

$$P^* = A_1 Y^3 + A_2 Y^2 + A_3 Y + P. \quad (13)$$

Подставляя зависимость (13) в уравнение (12), придем к следующему уравнению

$$3A_1(1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta) + 2A_2 + 4 \left( \frac{H}{L} \right)^2 \left[ \frac{1}{4} \frac{\partial^2 A_1}{\partial z^2} (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta)^3 + \frac{\partial^2 A_2}{\partial z^2} \frac{1}{3} (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta)^2 + \frac{\partial^2 A_2}{\partial z^2} \frac{1}{2} (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta) + P'' \right] = 0. \quad (14)$$

Из граничного условия  $P^* = P_g$  при  $y = 1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta$  следует, что

$$A_1(1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta)^3 + A_2(1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta)^2 + A_3(1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta) + P = P_g. \quad (15)$$

Полагая, что  $A_3$  может быть представлено как

$$A_3 = (P_g - P) / (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta), \quad (16)$$

для  $A_2$  получим

$$A_2 = -A_1(1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta). \quad (17)$$

С учетом выражений (14), (16) и (17) для определения функции  $A_1$  придем к дифференциальному уравнению второго порядка, которое решается при нулевых граничных условиях по  $Z$  после определения гидродинамического давления  $P$ .

При определении основных рабочих характеристик подшипника, явный вид функции  $A_1(\theta, Z)$  нам не понадобится.

Таким образом, с учетом (16) для определения безразмерного гидродинамического давления  $P$  в смазочном слое подшипника приходим к следующему уравнению:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = - \frac{12 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} + \frac{3\Phi(P_g - P)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \left( \frac{H}{L} \right)^2 (1 - \tilde{\varepsilon} \cos \theta)}. \quad (18)$$

С точностью до членов  $\theta(\varepsilon^2)$ ,  $\theta(\tilde{\varepsilon}^2)$ ,  $\theta(\varepsilon, \tilde{\varepsilon})$  уравнение (18) может быть записано в виде

$$\frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + \frac{3\Phi P(1 + \tilde{\varepsilon} \cos \theta - 3\varepsilon \cos \theta)}{\left( \frac{H}{L} \right)^2} = -12 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \varepsilon \sin \theta (1 - 3\varepsilon \cos \theta) + \frac{3\Phi P_g}{\left( \frac{H}{L} \right)^2} (1 + \tilde{\varepsilon} \cos \theta - 3\varepsilon \cos \theta). \quad (19)$$

Решая уравнение (19) с граничными условиями  $P = P_a$  при  $Z = \pm 1$  и применяя разложение в ряд Тейлора, получим окончательно следующее выражение для гидродинамического давления  $P$ :

$$P = - \frac{M + 2B}{N \cos \frac{2H}{\sqrt{3\Phi L(2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon)}}} \cos \frac{\sqrt{3\Phi L(2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon)}}{2H} Z - BZ^2 + B + P_a + \frac{M + 2B}{N}, \quad (20)$$

где  $N = \frac{3\Phi L^2(1 + \tilde{\varepsilon} \cos \theta - 3\varepsilon \cos \theta)}{H^2}$ ;  $M = -12 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \varepsilon \sin \theta (1 - 3\varepsilon \cos \theta)$ .

Перейдем к определению усилий в слое жидкого смазочного материала. При неполном заполнении рабочего зазора подшипника смазочным материалом усилия в смазочном слое вычисляются интегрированием по положительной области распределения давления.

$$F_{\xi} = -\frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{1+\pi} P \cos \theta d\theta dz = \frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \left[ \left( \frac{8B}{3} + 4P_a \right) \sin \theta_1 - \frac{4H^2 \tilde{\varepsilon}}{3\Phi D^2} (\cos 3\theta_1 + 3 \cos \theta_1) - \right. \\ \left. - \frac{12B\Phi L^2}{H^2} \left( \frac{\pi}{2} (\tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) - 2 \sin \theta_1 \right) - \frac{24B\Phi L^2}{H^2} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{3\Phi} L}{2H} (2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) \left( 4 \sin \theta_1 - \frac{\pi}{2} (\tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) \right) \right] ; \quad (21)$$

$$F_{\eta} = \frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{1+\pi} P \sin \theta d\theta dz = \frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \left[ \left( \frac{8B}{3} + 4P_a \right) \cos \theta_1 - \frac{4H^2 \varepsilon \pi}{\Phi D^2} - \right. \\ \left. - \frac{24B\Phi L^2}{H^2} \cos \theta_1 + 16 \operatorname{tg} \frac{\sqrt{3\Phi} L}{2H} (2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) \left( \frac{H^2 \varepsilon \pi}{D^2 \Phi} + \frac{6B\Phi L^2}{H^2} \cos \theta_1 \right) \right] . \quad (22)$$

В случае полного заполнения смазочным материалом зазора в подшипнике искомые выражения приобретают вид:

$$F_{\xi} = -\frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \cos \theta d\theta dz = \frac{6\mu R_0^2 \omega_j L^3 B \Phi \pi (\tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon)}{C^2} \left[ \frac{4}{H^2} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{3\Phi} L}{2H} (2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) - 1 \right] ; \quad (23)$$

$$F_{\eta} = \frac{\mu R_0^2 \omega_j L}{C^2} \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \sin \theta d\theta dz = \frac{8\mu R_0^2 \omega_j L H^2 \varepsilon \pi (\tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon)}{D^2 C^2 \Phi} \left[ 4 \operatorname{tg} \frac{\sqrt{3\Phi} L}{2H} (2 + \tilde{\varepsilon} - 3\varepsilon) - 1 \right] . \quad (24)$$

### Определение несущей способности подшипника

Несущая способность радиального подшипника скольжения конечной длины с пористой втулкой переменной толщины определяется по формуле

$$F = \sqrt{F_{\xi}^2 + F_{\eta}^2} . \quad (25)$$

Подставляя выражения, полученные для параметров несущей способности подшипника  $F_{\xi}$  и  $F_{\eta}$  (21)–(24), определяемых из условия заполнения (полное и неполное) рабочего зазора смазочным материалом, получим общее выражение для несущей способности рассматриваемого подшипника.

Для проверочных расчетов на основе полученных теоретических моделей выбраны величины, характеризующие второстепенные переменные факторы, входящих во все выражения независимо от условий постановки задачи и незначительно влияющие на ее выход. В расчетах использованы следующие их значения:  $P_a = 0,101325$  МПа;  $D = 0,07$  м;  $c = 6,05 \cdot 10^{-5}$  м;  $H = 0,007$  м;  $L = 0,014$  м;  $R = 0,035$  м;  $\Phi = 0,0405$ ;  $B = 0,8$ .

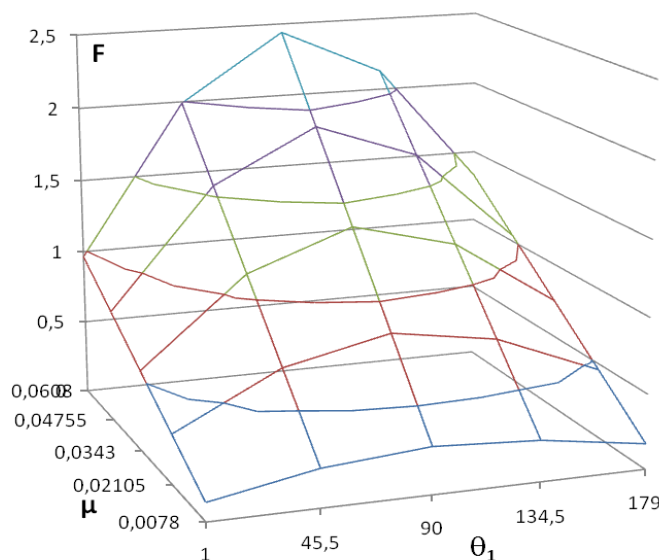
Вязкостные характеристики жидких смазочных материалов охватывают диапазон вязкости двух совместимых минеральных масел МС-20 и Тп22-С, а также их смесей в температурной области 30 - 100°C. Входные параметры для расчета несущей способности, определяемые выражением (25), приведены в таблице 1.

**Таблица 1**

**Входные параметры для расчета несущей способности подшипника**

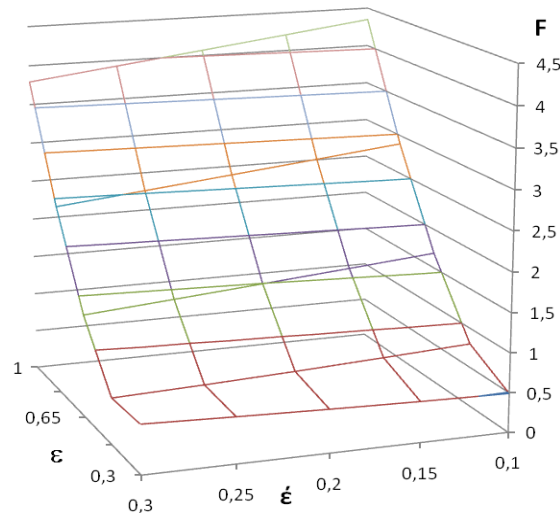
Параметр			Диапазон исследования	
Наименование	Обозначение	Размерность	min	max
Угловая скорость	$\omega$	об/сек	400	2000
Динамическая вязкость	$\mu$	Н с/м <sup>2</sup>	0,0608	0,0078
Относительный эксцентриситет	$\varepsilon$	б/р	0,3	1
Относительный эксцентриситет контуров $C_1$ и $C_2$	$\tilde{\varepsilon}$	б/р	0,1	0,5
Угол поворота	$\theta_1$	град.	0	180

Результаты численного анализа расчетных моделей представлены в виде графиков. В случае неполного заполнения рабочего зазора смазочным материалом данные приведены на рис. 2 и 3.



**Рисунок 2.** Зависимость несущей способности от вязкости смазочного материала  $\mu$  (Па · с) и углового координата  $\theta_1$  (град) (рисунок автора)

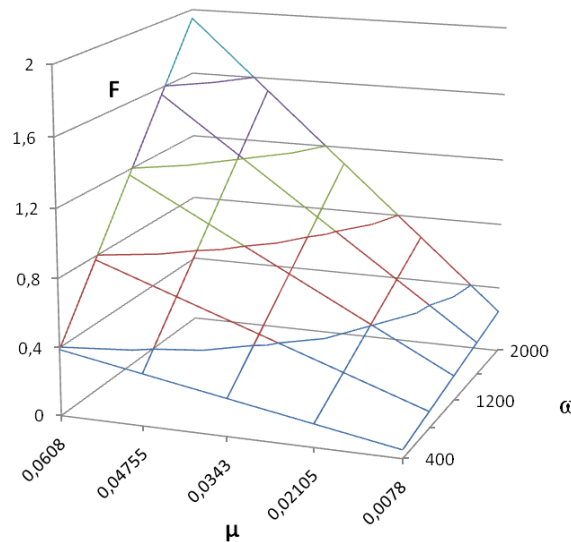
Анализ графика показывает интенсивный рост несущей способности с увеличением вязкости смазочного материала и наличие выраженного максимума при значениях координатного угла  $\theta_1$  при любых значениях вязкости в исследованной области.



**Рисунок 3.** Зависимость несущей способности от параметров относительного рабочего эксцентриситета  $\epsilon$  и относительного эксцентриситета пористой втулки  $\tilde{\epsilon}$  (рисунок автора)

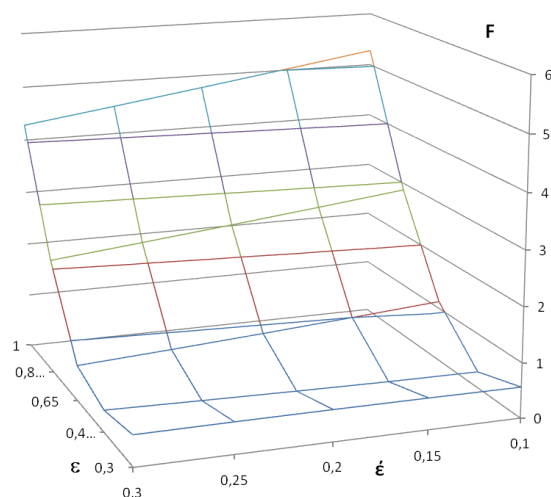
Увеличиваясь, безразмерный относительный эксцентриситет, соответствующий работе подшипника, резко увеличивает несущую способность, а эксцентриситет пористой втулки приводит к незначительному ее росту.

Зависимости влияния на несущую способность подшипника, при полном заполнении смазочным материалом рабочего зазора, вязкости смазочного материала и угловой скорости приведены на рис. 4. Следует отметить более интенсивный, чем в предыдущем случае, рост несущей способности (на 20%).



**Рисунок 4.** Зависимость несущей способности от вязкости смазочного материала  $\mu$  (Па·с) и угловой скорости  $\omega$  (1/с) (рисунок автора)





**Рисунок 5.** Зависимость несущей способности от параметров относительного рабочего эксцентриситета  $\varepsilon$  и относительного эксцентриситета пористой втулки  $\tilde{\varepsilon}$  (рисунок автора)

Отмеченная интенсификация влияния триботехнических параметров на несущую способность подшипника при полном заполнении рабочего зазора смазочным материалом соответствует закономерностям гидродинамического трения. Проведенный численный анализ полученных теоретических зависимостей свидетельствует об их адекватности и возможности применения в инженерной практике.

### Выводы

1. Несущая способность подшипника скольжения с пористой опорной втулкой как при неполном, так и при полном заполнении рабочего зазора подшипника жидким смазочным материалом растет по закону близкому линейному при увеличении вязкости смазочного материала. Рост при неполном и полном заполнении зазора наблюдается в среднем в 7,8 раза.
2. При неполном заполнении рабочего зазора в области координатного угла  $\theta_1 = \pi/2$  наблюдается выраженный максимум несущей способности подшипника, снижающийся на 87% при уменьшении вязкости смазочного материала в исследованном диапазоне.
3. При полном заполнении рабочего зазора жидким смазочным материалом увеличение его вязкости и скорости вращения подшипника приводят к интенсивному росту несущей способности. Причем в исследованном диапазоне триботехнических параметров более интенсивное влияние на несущую способность оказывает вязкость смазочного материала (на 56%).
4. На несущую способность подшипника рабочая величина эксцентриситета оказывает более интенсивное влияние, чем относительный эксцентриситет контуров  $S$  и  $S_I$ .

**Резюме.** Таким образом, в результате проведенных теоретических исследований работы подшипника скольжения с пористой опорной втулкой переменной толщины получены расчетные модели, позволяющие определить основную эксплуатационную характеристику - несущую способность подшипника. Расчетные модели обеспечивают необходимые

инженерные проектировочные расчеты в достаточно широком диапазоне скоростей и нагрузок.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Мошков, А.Д. Пористые антифрикционные материалы / А.Д. Мошков. – М.: Машиностроение, 1968. – 207 с.
2. Дроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка в технических системах) / Ю.Н. Дроздов, Е. Григорович, А.И. Белов. – М.: Эко-Пресс, 2010.
3. Ахвердиев, К.С. Об одном точном решении задачи о радиальном пористом подшипнике конечной длины / К.С. Ахвердиев, Л.И. Прянишникова // Трение и износ. – 1991. – Т. 12, №1. – С. 24–32.
4. Гидродинамический расчет радиального пористого подшипника бесконечной длины с повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / М.А. Мукутадзе, Е.Е. Александрова, А.А. Константинов, А.И. Шевченко // Вестник РГУПС. – 2012. – №2 (46). – С. 194–197.
5. Bair, S. The Pressure-Viscosity Coefficient for Newtonian EHL Film Thickness With General Piezoviscous Response / S. Bair, Y. Liu, Q.J. Wang // Journal of Tribology. – 2006. – Vol. 128. – P. 624–631.
6. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2015. – No 44(1). – P. 46–56.
7. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Rozhdestvensky Y., Zadorozhnaya E. // Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and ComputerSoftware, 2014. – No 7(4). – P. 51–64.
8. Das, S. On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearing lubricated with micropolar fluids / S. Das, S.K. Guha, A.K. Chattopadhyay // Tribology International. – 2002. – Vol. 35. – P. 201–210.
9. Harnoy, A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
10. Taylor, R.I. Lubrication, Tribology & Motorsport / R.I. Taylor // SAE Paper 2002-01-3355 Society of Automotive Engineers, Detroit. 2002.
11. Гидродинамический расчет двухслойного пористого подшипника бесконечной длины с учетом анизотропии проницаемости пористого слоя и сил инерции / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, В.С. Новгородова, Т.С. Черкасова // Вестник ДГТУ. – 2013. – №5/6 (74). – С. 36–43.
12. Mukutadze, A.M. Coefficient of a rolling motion bearing drive / A.M. Mukutadze // Procedia Engineering. – 2016. – No 150. – P. 547–558.

13. Расчетная модель составного цилиндрического подшипника, работающего в устойчивом режиме, при неполном заполнении смазочным материалом зазора / К.С. Ахвердиев, Н.С. Задорожная, А.М. Мукутадзе, Б.М. Флек // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. – №3. – С. 64–69. [Computation model of composite cylindrical bearing working in steady-state regime for partial filling of gap with lubricant material / K.S. Akhverdiev, N.S. Zadorozhnaya, A.M. Mukutadze, B.M. Flek // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. –2016. – Vol. 45, No 3. – P. 247–251.
14. Akhverdiev, K.S. Radial bearing with porous barrel / K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze // Proceedings of Academic World: International Conference, 28<sup>th</sup> of March, 2016, San Francisco, USA. – IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals, 2016. – P. 28–31.
15. Демпфер с пористым элементом для подшипниковых опор / К.С. Ахвердиев, А.М. Мукутадзе, Н.С. Задорожная, Б.М. Флек // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, №4. – С. 502–509.
16. Mukutadze, M.A. Radial bearings with porous elements / M.A. Mukutadze // Procedia Engineering. – 2016. – No 150. – P. 559–570.
17. Rahmatabadi, A.D. Micropolar lubricant effects on the performance of noncircular lobed bearings / A.D. Rahmatabadi, M. Nekoeimehr, R. Rashidi // Tribology International. – 2010. – Vol. 43. – P. 404–413.
18. Scheidigger, A.E. The Physics of Flow through Porous Media / A.E. Scheidigger. – Revised Edition. – University of Toronto Press, 1960.

**Mukutadze Aleksandr Murmanovich**  
Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don  
[mykyt@yandex.ru](mailto:mykyt@yandex.ru)

## **Development of estimated model of the radial bearing of finite length with the porous baked ring of variable thickness**

**Abstract.** The decision of the stationary task about the radial bearing of sliding of finite length with the porous baked supported sleeve of variable thickness is provided. The task decision was executed on the basis of the modified Reynolds's equation and Darci's equation, defining a lubricant flow in the porous sleeve. Liquid lubricant was given in the axial direction through a hole in the bearing case with the subsequent filtering through pores of the baked sleeve.

As a result of the solution of the set task in case of the accounting of a row of additional factors pressure in a working lubricant layer, and also in the porous supported sleeve is determined. Besides, the bearing capacity caused by pressure in a lubricant layer is found and also the area of steady operation of the bearing is defined.

**Keywords:** radial bearing of sliding; the porous baked bearing sleeve of variable thickness; hydrodynamics; tribotechnical requirements