

На правах рукописи

Василенко Владимир Владимирович

**РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ НАЛИЧИЯ
РАСПЛАВА ЛЕГКОПЛАВКОГО ПОКРЫТИЯ**

Специальность 2.5.3. – Трение и износ в машинах

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ростов-на-Дону
2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС)

Научный руководитель *Мукутадзе Мурман Александрович,*
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Высшая математика»
ФГБОУ ВО РГУПС

Официальные оппоненты: *Поляков Роман Николаевич,*
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Мехатроника,
механика и робототехника» ФГБОУ ВО
«Орловский государственный университет
имени И. С. Тургенева»;

Пилюшина Галина Анатольевна,
доктор технических наук, доцент,
доцент кафедры «Триботехническое
материаловедение и технологии
материалов» ФГБОУ ВО «Брянский
государственный технический университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Уфимский государственный
авиационный технический университет»
(г. Уфа)

Защита состоится «22» декабря 2021 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 44.2.005.01 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС) по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО РГУПС по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, и на сайте [http:// www.rgups.ru](http://www.rgups.ru).

Автореферат разослан « » _____ 2021 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета 44.2.005.01
доктор технических наук, профессор

П. Н. Щербак

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Настоящее время – время инновационных технологий, больших скоростей и нагрузок – характеризуется большим вниманием к проблемам трения и износа трибосистем, большинство отказов в работе которых обусловлено потерей износостойкости и, как следствие, значительными экономическими затратами. В процессе работы узлов трения изменяются физико-механические и трибологические свойства трущихся сопряжений, их структура.

Одними из наиболее эффективных пар трения являются подшипники скольжения, работающие в гидродинамическом режиме смазывания. Они обеспечивают устойчивую работу при минимальных потерях на трение, эксплуатируясь при наиболее высокой скорости и несущей способности.

Современные микрополярные смазочные материалы значительно улучшают триботехнические характеристики подшипников. Кроме того, применение в аварийных ситуациях смазывания легкоплавкими металлическими расплавами существенно повышает надежность подшипников. Однако применение смазочных материалов с неньютоновскими микрополярными реологическими свойствами при конструкции контактной поверхности с профилем, адаптированным к условиям трения, вызывает определенные трудности. Имеющиеся исследования касаются только отдельных особенностей новых материалов, тогда как необходимо учитывать одновременно их все в едином комплексе. Этот недостаток существенно ограничивает применение перспективных материалов в инженерной практике.

Актуальность этой задачи определяется тем, что, несмотря на активную работу ученых в этом направлении, до настоящего времени не получено расчетных моделей процессов, протекающих на трибоконтакте, с учетом эволюции свойств поверхностного слоя трущихся сопряжений, смазываемых вязким смазочным материалом и металлическим расплавом покрытия. В этой связи задача разработки методики инженерных расчетов триботехнических характеристик для радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими и пористыми покрытиями является весьма актуальным направлением научного поиска.

Данная диссертация посвящена разработке и экспериментальной проверке расчетных моделей триботехнических параметров подшипников скольжения с пористыми и легкоплавкими металлическими покрытиями с учетом адаптации к условиям трения опорным профилем и применения вязких и микрополярных смазочных материалов.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, представленные в данной работе, являются попыткой ликвидировать существующие пробелы как при инженерных расчетах подшипников скольжения, так и в области их эксплуатации.

Все это позволяет считать тематику настоящей работы актуальной, теоретически важной и практически востребованной.

Степень разработанности темы. В настоящее время на основе разработанных математических методов получены модели некоторых типов подшипников скольжения с покрытиями из пористых материалов и легкоплавких металлических сплавов на их подвижных и неподвижных контактных поверхностях. Это позволяет учитывать отдельные особенности рассматриваемых покрытий. К таким работам относятся труды отечественных исследователей: К. С. Ахвердиева, А. Н. Барабанова, В. Э. Бурлаковой,

Д. С. Гастюшкина, Е. А. Задорожной, С. М. Захарова, В. И. Колесникова, Ю. В. Рождественского, В. М. Приходько, А. В. Яковлева, и зарубежных – W. Hilgers, N. Gybe, H. Preeken. Однако сравнительный анализ рассмотренных работ позволил установить, что в них не учитывается ряд факторов, существенно влияющих на различные аспекты функционирования трибосистем. В первую очередь это реологические свойства расплава легкоплавкого покрытия и эффективного современного смазочного материала с микрополярными свойствами. Кроме того, снижение точности инженерных расчетов вызывается частным характером имеющихся моделей, не учитывающих одновременно всего комплекса переменных факторов.

Цель и задачи исследования. Повышение уровня триботехнических параметров радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими металлическими расплавами, и точности установления их эксплуатационных характеристик при проектировании на основе разработки многопараметрических расчетных моделей.

1. Повышение эффективности проектирования подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими металлическими расплавами, путем разработки расчетных моделей, учитывающих одновременно комплекс дополнительных факторов.

2. Теоретические и экспериментальные исследования радиальных и упорных подшипников скольжения с контактной поверхностью, имеющей легкоплавкое металлическое покрытие и профиль, адаптированный к конкретным режимам трения, при учете влияния гидродинамического давления на реологические свойства смазочных материалов и расплав покрытия.

3. Разработка расчетной модели и исследование подшипников скольжения разной конструкции с легкоплавким металлическим покрытием и опорным профилем, адаптированным к условиям трения и имеющим пористое покрытие, при учете стратифицированного течения стандартного смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре.

4. Получение расчетных моделей подшипников скольжения, смазываемых жидкими смазочными материалами и легкоплавкими металлическими расплавами, обладающими вязкими или микрополярными свойствами, при учете зависимости их реологических свойств от гидродинамического давления.

5. Верификация разработанных теоретически моделей путем сравнения результатов их численного анализа с регрессионными зависимостями, полученными экспериментально.

6. Итоговая проверка эффективности расчетных моделей, результатов выполненных исследований, сделанных выводов и рекомендаций в промышленных условиях.

Научная новизна результатов исследования заключается в следующем.

1. Применение оригинальной методики автомодельных решений при получении математических моделей подшипников скольжения с металлическим легкоплавким покрытием контактных поверхностей, компенсирующим аварийный недостаток смазочного материала при сохранении гидродинамического режима смазывания.

2. Разработка методики инженерных расчетов различных конструкций радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими покрытиями на подвижных или неподвижных контактных поверхностях, а также профилем, адаптированным

к условиям трения, при смазывании вязкими или микрополярными смазочными материалами с одновременным учетом зависимости их вязкости и проницаемости пористого покрытия от гидродинамического давления.

3. Результаты решения задач гидродинамического режима смазывания подшипников скольжения в условиях контактирования пористого и легкоплавкого металлического покрытия опорной поверхности при наличии адаптированного к условиям трения профиля с учетом стратифицированного течения смазочных материалов.

4. Экспериментальное установление основных закономерностей влияния на эксплуатационные трибохарактеристики подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, легкоплавкого покрытия в сочетании с применяемыми жидкими смазочными материалами со стандартной и неньютоновской реологией, а также адаптированной к условиям трения опорной поверхностью.

5. Результаты экспериментальных исследований, позволившие установить эволюцию условий контактирования в трибосистеме при компенсации недостатка штатного смазочного материала расплавом легкоплавкого металлического покрытия, заключающуюся в последовательности фаз перехода, определяемых соотношением величин коэффициента трения и температуры.

Теоретическая и практическая значимость работы представлена следующими положениями.

1. На основе общего методологического подхода к решению поставленных задач сформирован комплекс уточненных расчетных моделей подшипников скольжения разной конструкции, работающих в условиях гидродинамического режима смазывания на жидких смазочных материалах и расплавах покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными реологическими свойствами.

2. Получен комплекс расчетных моделей для радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими покрытиями контактных поверхностей, работающих на смазочных материалах и расплавах покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными реологическими свойствами, позволяющий установить зависимости основных триботехнических параметров исследуемых трибосистем от нагрузочно-скоростных эксплуатационных режимов.

3. Впервые для инженерных расчетов подшипников скольжения получены математические модели, включающие одновременно следующие условия:

a – гидродинамический режим смазывания жидким смазочным материалом, а затем расплавом покрытия;

b – сложная реология микрополярных смазочных материалов;

v – зависимость вязкости смазочных материалов и расплава покрытия от гидродинамического давления в смазочном слое;

z – зависимость проницаемости пористого покрытия и вязкости смазочного материала и расплава от давления;

d – стратифицированное течение смазочного материала и расплава легкоплавкого покрытия, контактирующего с пористым покрытием опорной поверхности, имеющей адаптированный к условиям трения профиль.

4. Практическая значимость разработанных теоретических моделей для исследованных радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавким покрытием и адаптированным к условиям трения опорным профилем подтверждается их экспериментальной проверкой и удовлетворительными результатами промышленных испытаний в шпиндельном узле шлифовального станка Sasl 125x500 завода ОАО «10

ГПЗ» и на стенде окончательной сборки и обкатки КМБ (модель ОБ-741 инв. №3Н-0089) электровозоремонтного завода – филиала АО «Желдорремаш».

Методология и методы исследований задач теоретического плана основываются на использовании классических способов приближенного решения уравнений гидромеханики жидкостей. Эти уравнения преобразовывались для учета специфики реологических свойств и их зависимости от условий применения как смазочных материалов с вязкими и микрополярными свойствами, так и расплавов покрытия. Кроме того, учитывались конструктивные и эксплуатационные параметры исследуемых типов подшипников.

Результаты дальнейших исследований разработанных расчетных моделей выполнялись численным анализом с помощью современного программного обеспечения на компьютере.

Экспериментальные исследования реализованы по полнофакторным планам на модернизированной машине трения ИИ 5018 и специальном стенде.

Положения, выносимые автором на защиту, включают следующие.

1. Комплекс многофакторных моделей, повышающих точность расчетов радиальных и упорных подшипников скольжения, эксплуатируемых в условиях гидродинамического смазывания жидким смазочным материалом и расплавом покрытия, имеющим истинно вязкие или микрополярные реологические свойства, при учете зависимости вязкости смазочных материалов от давления.

2. Разработанная и подтвержденная при получении математических моделей исследуемых подшипников скольжения общая универсальная методология их формирования на базе применения асимптотических и точных автомодельных решений системы базовых уравнений.

3. Расчетная модель упорного подшипника скольжения, работающего при гидродинамическом смазывании жидким смазочным материалом и расплавом покрытия, контактирующего с пористой опорной поверхностью, адаптированного к условиям трения, при учете стратифицированного течения смазочного материала и расплава покрытия, позволяющая определить несущую способность и силу трения.

4. Установленные теоретически и подтвержденные экспериментально основные закономерности влияния реологических свойств жидких смазочных материалов и расплавов покрытия, обладающих истинно вязкими или микрополярными свойствами, на триботехнические характеристики подшипников скольжения (потери на трение и несущую способность) в исследованном диапазоне эксплуатационных режимов.

5. Сформированный комплекс расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавкими покрытиями на подвижных и неподвижных контактных поверхностях, имеющих специальный профиль, адаптированный к условиям трения, с учетом реологических свойств расплава покрытия и зависимости его вязкости от давления.

Степень достоверности результатов обеспечена корректной постановкой цели исследований и ее достижением на основе применения классических законов гидродинамики в механике сплошной среды, а также экспериментальной верификацией теоретически разработанных моделей на современном высокоточном стандартном и специально разработанном оборудовании.

Результаты экспериментальных исследований выполнены при 3–5 параллельных опытах по полнофакторным планам с последующей статистической обработкой данных.

Соответствие научной специальности. Диссертация соответствует научной специальности 2.5.3 «Трение и износ в машинах».

Личный вклад соискателя заключается в самостоятельном получении комплекса теоретических уточненных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения, экспериментальной верификации моделей, а также общем анализе полученных результатов и прямом участии в написании и подготовке статей и докладов по результатам исследований.

Апробация работы. Результаты исследований обсуждались на 17 международных и всероссийских научно-технических конференциях: Международная научно-техническая конференция «Транспорт-2016», «Транспорт-2017» (г. Ростов-на-Дону); «Полимерные композиты и трибология» (Поликомтриб-2017, 2019, Республика Беларусь, г. Гомель); «Наука и образование в XXI веке» (г. Тамбов, 2017, 2021 г.); «Автоматизированное проектирование в машиностроении» (г. Новокузнецк, 2017 г.); «Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация» (г. Санкт-Петербург, 2018 г.); «Трибология – машиностроению», посвященная 80-летию ИМАШ РАН (г. Москва, 2018 г.); «General question of world science» (г. Амстердам, 2019 г.); «Scientific achievements of the third millennium» (Вашингтон, США, 2019 г.); Всероссийская национальная научно-практическая конференция «Современное развитие науки и техники» (г. Ростов-на-Дону, 2020 г.).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 38 печатных работах, из них в рецензируемых научных журналах и изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, – 13, в изданиях, включенных в международную базу данных Scopus и Web of Science, – 7, получен 1 патент РФ на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, библиографического списка из 214 наименований и 2 приложений. Общий объем работы составляет 206 страниц, включая 62 иллюстрации и 12 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована ее цель и приведены основные научные итоги работы.

В первой главе выполнен критический обзор современного уровня поставленных проблем; на основе анализа работ отечественных и зарубежных ученых в данной области ставится цель исследований.

Вторая глава включает разработку четырех вариантов уточненных расчетных моделей для радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых истинно вязким смазочным материалом и легкоплавким металлическим расплавом. При этом одновременно учитываются как конструктивные (покрытие, профиль опорной поверхности), так и эксплуатационные (влияние давления на вязкость смазочных материалов и проницаемость пористого покрытия, а также стратифицированное течение смазочного материала и расплава покрытия) параметры подшипников.

Рассматривается ламинарный режим течения несжимаемого жидкого смазочного материала и расплава покрытия втулки радиального подшипника скольжения при учете зависимости вязкости, смазочного материала и расплава от давления. Вал вращается со скоростью Ω .

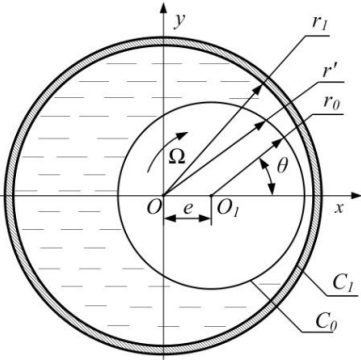


Рисунок 1 – Рабочая схема

Задача решается в полярной системе координат с полюсом в центре подшипниковой втулки (рисунок 1).

Контуры поверхностей вала, легкоплавкого покрытия и втулки опишем выражениями:

$$C_0 : r' = r_0(1+H), \quad C_2 : r' = r_1, \quad C_1 : r' = r_1 + \lambda'f(\theta), \quad (1)$$

где r_0 – радиус вала; r_1 – радиус подшипниковой втулки; $\lambda'f(\theta)$ – функция, характеризующая радиус расплавленного контура поверхности.

Модель зависимости вязкости смазочного материала и расплава от давления зададим выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}, \quad (2)$$

где μ' и μ_0 – текущая и исходная вязкости; p' – давление в рабочем зазоре; α' – параметр, характеризующий вязкость.

Считаем, что все тепло, генерируемое в трении, расходуется на плавление покрытия.

Для решения данной задачи используем известные уравнения «тонкого слоя», уравнение неразрывности, а также уравнение, описывающее течение жидкости, обладающей истинно вязкими свойствами, и уравнением описывающим радиус расплавленного контура покрытия с учетом формулы диссипации механической энергии.

Запишем систему этих уравнений, учитывая (2), в следующем виде:

$$\frac{\partial P'}{\partial r'} = 0; \quad \mu \frac{\partial^2 v'_\theta}{\partial r'^2} = \frac{dp'}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} + \frac{v_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}; \quad -\frac{d\lambda'f(\theta)}{d\theta} \cdot r_0 \Omega L' = 2\mu' \int_{r_1 + \lambda'f(\theta)}^{r_0(1+H)} \left(\frac{\partial v_{r'}}{\partial r'} \right)^2 dr', \quad (3)$$

где L' – удельная теплота плавления покрытия втулки.

В соответствии с общепринятыми упрощениями запишем граничные условия в смазочном слое между валом и подшипником в виде:

$$v_\theta = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 + \lambda'f(\theta); \quad (4)$$

$$v_\theta = r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta, \quad \text{при} \quad r' = r_0(1+H); \quad p'(0) = p'(2\pi) = P_g.$$

Для перехода к безразмерным величинам применяем стандартную методику:

$$r' = r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0; \quad v_\theta = \Omega r_0 v; \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}; \quad v_{r'} = \Omega \delta u; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}. \quad (5)$$

Учитывая (5), из (3) и (4) будем иметь систему уравнений с граничными условиями:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\lambda'f(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\phi(\theta)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr, \quad (6)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 0 - \Phi(\theta); \quad p(0) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}, \quad (7)$$

где K – тепловой параметр, характеризующий расплав покрытия.

Введем обозначения $z = e^{-\alpha\theta}$. После дифференцирования полученное выражение учтем в (6) и в результате получим:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_{\Phi(\theta)}^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (8)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad \text{при } r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при } r = 0 - \Phi(\theta); \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (9)$$

Асимптотическое решение задачи имеет вид:

$$v(r, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} v_n(r, \theta) K^n; \quad u(r, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} u_n(r, \theta) K^n; \\ P(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} P_n(\theta) K^n; \quad \Phi(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \Phi_n(\theta) K^n; \quad Z(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} Z_n(\theta) K^n. \quad (10)$$

Учитывая (10), из (8) и (9) получим систему уравнений и граничных условий к ним:

– без учета плавления (нулевое приближение):

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_0}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial \theta} + \frac{\partial u_0}{\partial r} = 0; \quad (11)$$

$$v_0 = 1, \quad u_0 = -\eta \sin \theta \quad \text{при } r = 1 - \eta \cos \theta;$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0 \quad \text{при } r = 0; \quad Z_0(0) = Z_0(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}; \quad (12)$$

– учитывая плавление (первое приближение):

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dZ_1}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{\partial u_1}{\partial r} = 0; \quad -Z_0 \frac{d\Phi_1(\theta)}{d\theta} = \int_0^{1-\eta \cos \theta} \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (13)$$

$$v_1 = \left(\frac{\partial v_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad u_1 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} \cdot \Phi_1(\theta); \quad v_1 = 0; \quad u_1 = 0 \quad \text{при } r = h(\theta); \quad Z_1(0) = Z_1(2\pi) = 0. \quad (14)$$

Реализуя для системы автомодельное решение (11) и (13), учитывая (12) и (14), получим для поля скоростей и давления:

– для нулевого приближения:

$$\tilde{\psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi + 1; \quad Z_0 = \frac{6\alpha \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right) + e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (15)$$

Для функции $\Phi_1(\theta)$, определяющей расплавляемый контур втулки:

$$\Phi_1(\theta) = \frac{1}{\sup_{[0; 2\pi]} z_0} \left[\frac{4(1 + 2\eta^2)}{(2 + \eta^2)} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1 + \eta}{1 - \eta}} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \right) - \frac{6\eta(2\eta^2 + 1) \sin \theta}{(2 + \eta^2)^2 (1 - \eta \cos \theta)} + \frac{6(1 - \eta^2) \sin \theta}{(2 + \eta^2)^2 (1 - \eta \cos \theta)^2} \right] + h_0^*. \quad (16)$$

– для первого приближения:

$$\tilde{\psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} - M \right) \xi + M; \quad Z_1 = \frac{6\alpha M \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right). \quad (17)$$

В результате для давления получим:

$$P = \frac{P_g}{P^*} - \frac{6 \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right) (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right). \quad (18)$$

С учетом (6), (8), (18) для несущей способности подшипника и силы трения будем иметь:

$$R_y = \frac{6\mu_0\Omega r_0^3\pi(1+KM)(\eta(1-\eta^2)+1)}{\delta^2(2+\eta^2)\sqrt{(1-\eta^2)^3}} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right);$$

$$L_{\text{тр}} = \frac{\mu_0\Omega r_0^2}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial r} \Big|_{r=0} \right] d\theta = \frac{4\pi\mu_0\Omega r_0^2}{\delta} \left(\frac{-(1+2KM)}{\sqrt{1-\eta^2}} + \frac{3(1-\eta^2)(1+KM)}{(2+\eta^2)\sqrt{(1-\eta^2)^3}} \right) \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2}\right). \quad (19)$$

Проведенный численный анализ этих зависимостей позволил построить их графики (рисунок 2) и сделать вывод о вкладе теплового параметра K .

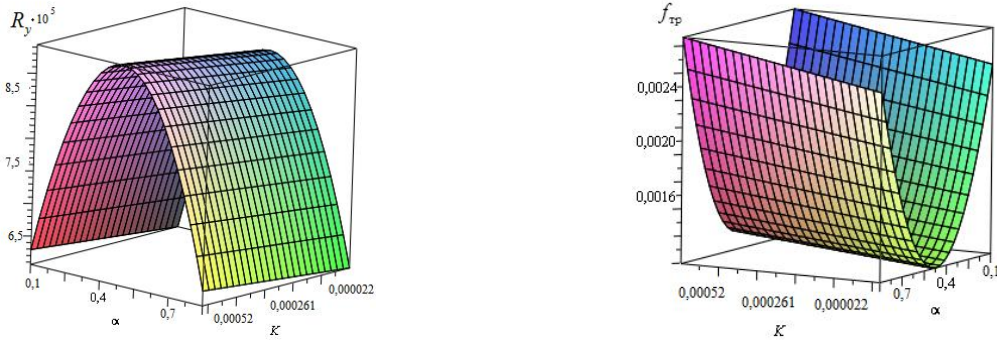


Рисунок 2 – Зависимость составляющей вектора поддерживающей силы (а) и коэффициента трения (б) от параметра α , характеризующего зависимость вязкости от давления, и параметра K , обусловленного расплавом

С ростом параметра K коэффициент трения снижается на 11–13 %, а несущая способность повышается на 7–9 %.

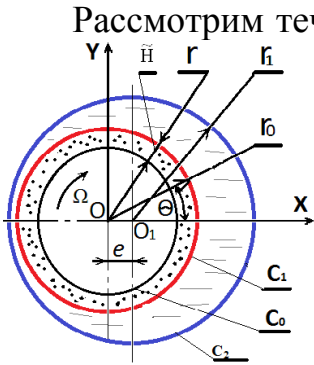


Рисунок 3 – Рабочая схема $C_0 : r' = r_0 - \tilde{H}; C_2 : r' = r_1(1+H); C_3 : r' = r_1(1+H) + \lambda f(\theta)$. (20)

Зависимость вязкостных свойств смазочного материала и проницаемости пористого покрытия определяется выражениями:

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad k' = k_0 e^{\tilde{\alpha} p'}. \quad (21)$$

Решение этой задачи выполняем с помощью без размерных уравнений (8), уравнения Дарси и соответствующих граничных условий:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial P'}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*2}} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 0;$$

$$z \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = K \int_{r_0}^{1+\eta \cos \theta + \Phi(0)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (22)$$

$$u = 0, v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta + \Phi(\theta), \quad u|_{r=0} = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial r^*} \left(r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} \right),$$

$$v(0) = 1, p = P \text{ при } r_0 = \frac{r_0}{\tilde{H}}, \frac{\partial P}{\partial r^*} \left(r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1 \right), \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p^*}}. \quad (23)$$

Асимптотическое и автомодельное решения системы (22) с учетом (23) ищем аналогично предыдущей задаче:

– в нулевом приближении:

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2} \right) \xi + 1, \quad P_0 = \frac{p_g}{p^*} + \left[1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right] \tilde{C}_1 \eta \sin \theta. \quad (24)$$

Учитывая (24), уравнение Дарси представим в виде

$$P(r^*, \theta) = R(r^*) \tilde{C}_1 \eta \sin \theta + \left[1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right] + \frac{p_g}{p^*} \quad (25)$$

и для давления в смазочном слое и пористом теле получим:

$$p_0 = \frac{6r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M} (r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta + \frac{p_g}{p^*}; \quad (26)$$

– в первом приближении:

$$p_1 = \frac{6Mr_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right)}{12\tilde{H}^2 \tilde{M} (r_0 - \tilde{H}) \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) + r_0(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2)} \eta \sin \theta. \quad (27)$$

Результаты численного анализа приведены на рисунке 4.

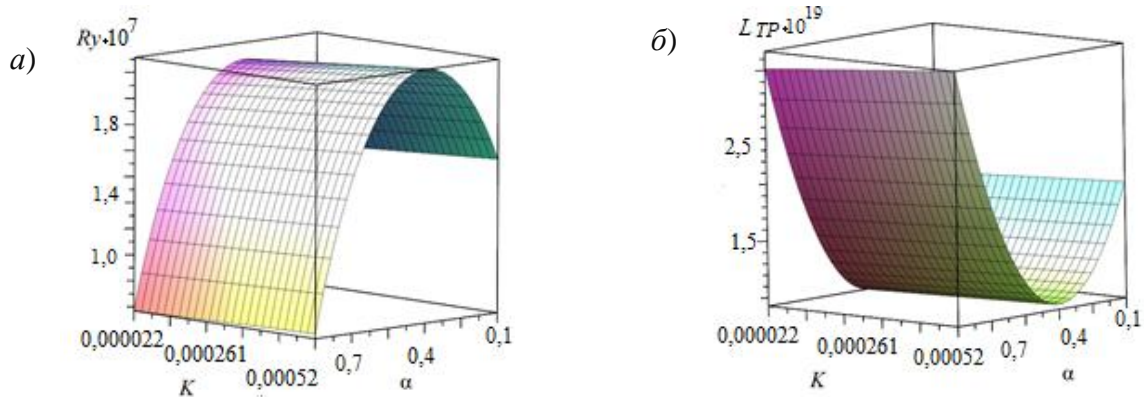


Рисунок 4 – Влияние параметров K и α на составляющую вектора поддерживающей силы R_y (а) и силу трения (б)

Численным анализом теоретической модели и ее сравнением с имеющимися установлено, что разработанные модели для силы трения уточнены примерно на 25 %, а для несущей способности – на 21 %.

В заключение рассматриваем радиальный подшипник с легкоплавким покрытием вала и адаптированным профилем опорной поверхности втулки.

Вал вращается с угловой скоростью Ω , а втулка неподвижна (рисунок 5) в системе координат r, θ с полюсом в центре вала.

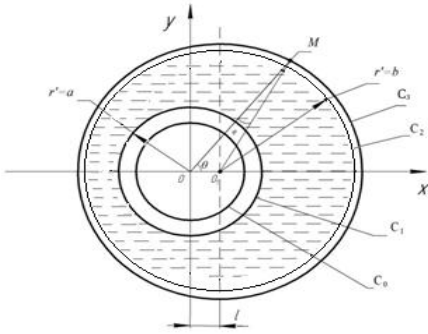


Рисунок 5 – Рабочая схема

Уравнения контуров вала с легкоплавким покрытием C_1 , вала с расплавленной поверхностью C_0 и подшипниковой втулки с адаптированным профилем опорной поверхности C_2 представляем в виде:

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0 & C_0 : r' &= r_0 - \lambda' f(\theta), \\ C_2 : r' &= r_1(1+H) - \alpha' \sin \omega \theta, & C_3 : r' &= r_1(1+H). \end{aligned} \quad (28)$$

Для решения данной задачи используем безразмерные уравнения (8) и граничные условия к ним:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{dz}{d\theta}; \quad \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0; \quad \frac{d\Phi(\theta)}{d\theta} = -K \int_0^{h(\theta)} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 dr; \quad (29)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \text{ при } r = h(\theta); \quad v = 1, \quad u = 0 \text{ при } r = r_0 - \tilde{\Phi}(\theta); \quad z(0) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{P_g}{P^*}}. \quad (30)$$

Выполняя асимптотическое и автомодельное решение поставленной задачи, получили модель радиального подшипника, работающего в гидродинамическом режиме смазывания и имеющего легкоплавкое покрытие поверхности вала и адаптированный к условиям трения опорный профиль подшипниковой втулки. Модель позволяет повысить точность расчетов на 13 %. Кроме того, численным анализом установлено, что смазывание расплавом подшипников с адаптированным к условиям трения опорным профилем повышает несущую способность на 11 %, а коэффициент трения снижает на 12 % (рисунок 6).

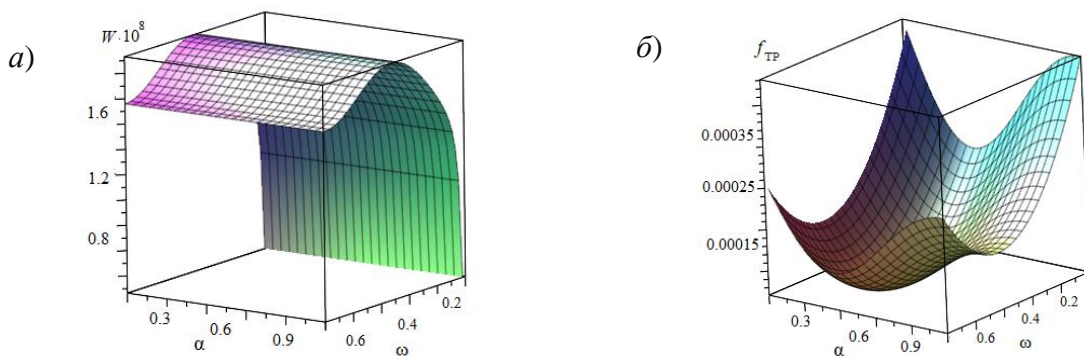


Рисунок 6 – Влияние параметров ω и α на значение а) поддерживающей силы и б) коэффициента трения

В случае одновременного смазывания расплавом и жидким смазочным материалом имеет место течение несмешивающихся смазочных сред в зазоре подшипника, то есть наблюдается стратификация смазочного слоя. В заключение этого раздела и решается задача о стратифицированном (раздельном) течении двухслойного смазочного материала в зазоре упорного подшипника. Дана оценка влияния вязкостных соотношений слоев, а также их параметров, обусловленных наличием расплава при пористом покрытии опорной поверхности.

В третьей главе получены уточненные расчетные модели подшипников, отличающиеся реологией расплава, и применяемого смазочного материала, обладающих при ламинарном режиме течения микрополярными свойствами.

Ниже рассмотрим подобную модель радиального подшипника с легкоплавким металлическим покрытием поверхности подшипниковой втулки при учете зависимости вязкостных характеристик смазочных материалов от давления (см. рисунок 1).

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}. \quad (31)$$

Исходные уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(2\mu' + \kappa) \frac{\partial^2 u'}{\partial r'^2} + \kappa \frac{\partial v'}{\partial r'} &= \frac{1}{r'} \frac{dp'}{d\theta}, \quad \gamma \frac{\partial^2 v'}{\partial \theta^2} - 2\kappa v' - \kappa \frac{\partial u'}{\partial r'} = 0, \\ \frac{\partial u'}{\partial r'} + \frac{u'}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'}{\partial \theta} &= 0, \quad -\frac{d\lambda' f(\theta)}{d\theta} r_0 \cdot \Omega L' = 2\mu' \int_{\eta + \lambda' f(\theta)}^{r_0(1+H)} \left(\frac{\partial u'}{\partial r'} \right)^2 dr'. \end{aligned} \quad (32)$$

граничные условия аналогичны (4) при ($v' = 0$).

В ходе решения учитываем малость зазора совместно с равенством $v = 0$. Применяя аналогичное асимптотическое и автомодельное решения для давления, получим выражение:

$$p = \frac{P_g}{P^*} - \frac{6 \sin \theta}{(2 + \eta^2)(1 - \eta \cos \theta)} \left(\eta + \frac{1}{(1 - \eta \cos \theta)} \right) (1 + KM) \left(1 + \alpha \frac{P_g}{P^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{P_g}{P^*} \right)^2 \right). \quad (33)$$

Знание давления в смазочном слое дает возможность оценить по итогам численного анализа несущую способность подшипников и силу трения для широкого диапазона параметров (рисунок 7).

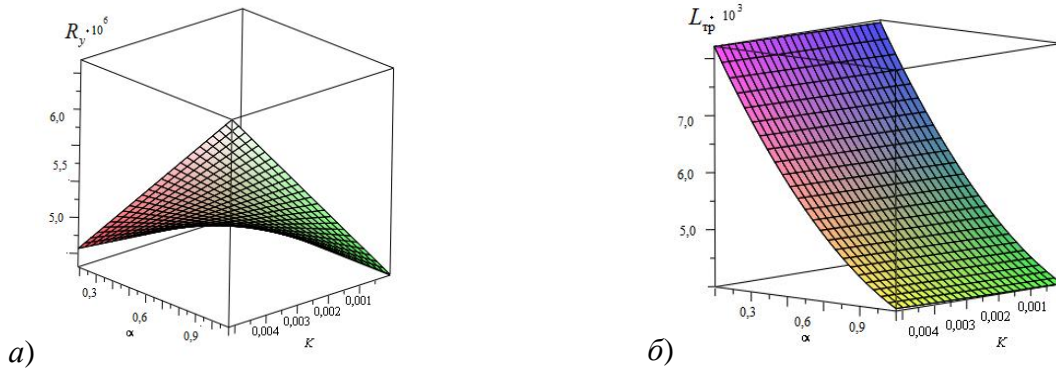


Рисунок 7 – Влияние параметра K и параметра α на значения
а) компоненты поддерживающей силы и б) силы трения

Результаты показывают, что при увеличении значений параметров α , характеризующего вязкость, N^2 и N_1 , характеризующих свойства микрополярного материала, происходит резкое увеличение несущей способности и незначительное уменьшение при росте параметра K , при этом для силы трения происходит обратное.

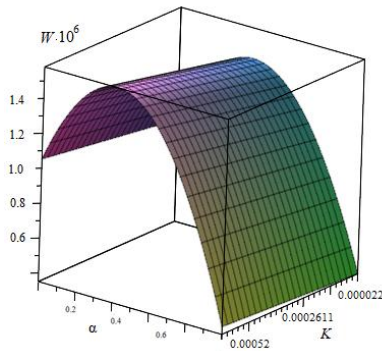
Рассмотрим модель микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с пористым покрытием втулки и легкоплавким металлическим покрытием поверхности вала при учете зависимости проницаемости пористого покрытия, а также вязкости смазочного материала и металлического расплава от давления.

$$\mu' = \mu_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\tilde{\alpha} p'}, \quad \tilde{k}' = \tilde{k}_0 e^{\alpha' p'}. \quad (34)$$

Для решения данной задачи исходными являются система уравнений (32) и уравнение Дарси с граничными условиями (23).

Применяя аналогичные предыдущим задачам асимптотическое и автомодельное решения, с учетом уравнения Дарси получаем уравнения, в результате численного анализа которых построены зависимости, представленные на рисунке 8, позволяющие сделать следующие выводы.

а)



б)

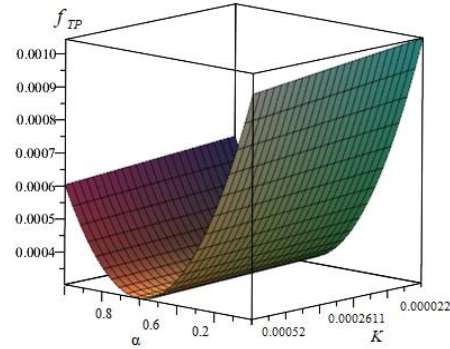


Рисунок 8 – Влияние теплового параметра K и параметра α , характеризующего вязкость, на составляющую вектора поддерживающей силы (а) и коэффициент трения (б)

– Установлено, что легкоплавкое металлическое и пористое покрытия оказывают на коэффициент трения более интенсивное влияние, чем реологические свойства применяемых смазочных материалов, что доказывает эффективность применения легкоплавкого и пористого покрытия на различных контактирующих поверхностях.

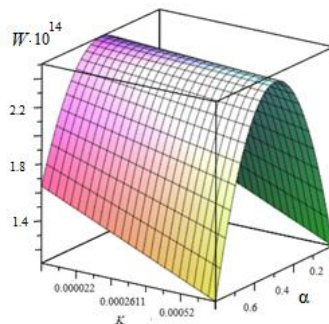
– Теоретические исследования также показали, что нагрузочная способность увеличивается на $\approx 7\text{--}12\%$, а коэффициент трения уменьшается на $9\text{--}13\%$.

Далее приводятся итоги разработки расчетной модели радиального подшипника скольжения, работающего на микрополярном смазочном материале и имеющего легкоплавкое металлическое покрытие вала и адаптированный к параметрам трения опорный профиль втулки (см. рисунок 5), при учете влияния давления на вязкость смазочного материала и расплава покрытия.

Исходные уравнения аналогичны системе уравнений (32), граничные условия аналогичны (30).

Выполняя асимптотическое и автомодельное решения задачи для составляющей вектора нагрузки и силы трения, получим выражения, по результатам численного анализа которых построены графики на рисунке 9.

а)



б)

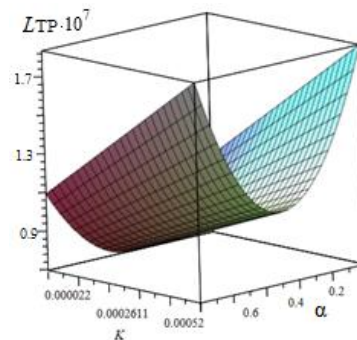


Рисунок 9 – Влияние параметра ω , характеризующего адаптированный профиль, и параметра α на несущую способность (а) и силу трения (б)

Анализ полученных уточненных расчетных моделей радиальных подшипников показал значительность вклада параметров K , N^2 , N_1 , α , ω . Установлено, что несущая способность радиальных подшипников скольжения с учетом вышеуказанных факторов превышает на 22–28 % стандартные подшипники скольжения. Коэффициент трения при этом снижается на 25–28 %.

Четвертая глава посвящена методике экспериментальных исследований. Целью экспериментов являлось подтверждение выводов, сделанных на основе теоретических результатов, а также проверка эффективности сделанных рекомендаций.

В таблице 1 указаны реализуемая в процессе экспериментов цель, виды образцов и используемое экспериментальное оборудование.

Таблица 1 – Структура экспериментальных исследований

№ п/п	Цель исследований	Тип подшип.	Рабочая поверхность		Смаз. материал	Эксперимент. оборудование
			вала (ползуна)	втулки (направл.)		
1	Найти параметры трибосистем, смазываемых маслом и расплавом с вязкими и микрополярными свойствами	Радиальный	стандартная	легкоплавкая	вязкий и микрополярный	Модернизированная машина трения модели ИИ 5018
2			легкоплавкая	адаптир. профиль		
3			пористая	легкоплавкая		
4		Упорный	стандартная	с покрытием из легкоплавкого металлического сплава		Стенд на базе настольно-сверлильного станка 2Н12
5			адаптир. профиль			
6			пористая			

Экспериментальные исследования включают три относительно самостоятельных блока. Это исследования упорных и радиальных подшипников скольжения, а также автономной смазочной системы для радиальных подшипников. Все подшипники работают в гидродинамическом режиме смазывания. Критерием этого режима является величина коэффициента трения, не превышающая 0,05.

Система смазывания предназначена для опор открытых передач и для трибосистем с относительно малым ресурсом, в которых можно заменить более дорогую централизованную систему смазывания. Микрополярные свойства маслам сообщались присадкой 5 % вес. медного порошка.

При изготовлении образцов и проведении экспериментальных исследований использовался ряд материалов, марки и состав которых приведены в таблице 2.

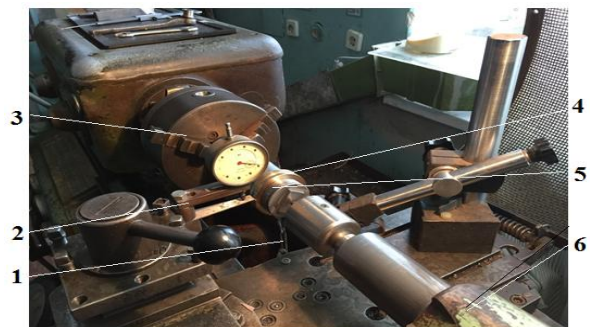


Рисунок 10 – Стенд для испытаний автономной системы смазывания

Таблица 2 – Применяемые материалы

№ п/п	Наименование	Марка	Состав	ГОСТ
1	Сталь	Сталь 45	0,42–0,50 % С	1050-84
2	Бронза	Бр АЖ 9 – 4	Al – 9 %, Fe – 4 %	1628-78
3	Сплав Вуда	Сплав Вуда	Bi – 50 %; Pb – 25 %; Sn – 12,5 %; Co – 12,5 %	10928-90
4	Медь порошковая	МП-1	Cu – 99,5 %	4960-75
5	Авиационное масло	МС-20	по ГОСТ	21743-76
6	Турбинное масло	Тп-22С	по ГОСТ	101821-2001

Таблица 3 – План полнофакторных экспериментальных исследований типа 2²

№ п/п	Переменные факторы		Величина переменных факторов			
	Наименование	Размерность	Нижний уровень	Верхний уровень	Нулевой уровень	Интервал варьиров.
1	Контактная нагрузка	МПа	0,5	3,5	2,0	1,5
2	Скорость	М / с	1,0	2,0	1,5	0,5

Пятая глава посвящена результатам экспериментальных исследований.

Схема экспериментальных исследований включала следующие этапы:

- 1 – работа в режиме гидродинамического смазывания;
- 2 – прекращение подачи жидкого смазочного материала;
- 3 – работа до полного расхода расплава или разрушения легкоплавкого покрытия.

тия.

Общий характер процессов, протекающих в исследуемой трибосистеме, установлен на основе анализа изменений коэффициента трения и температуры рабочих образцов в ходе испытаний. Примеры типичных осциллограмм радиальных подшипников в процессе работы приведены на рисунках 11 и 12.

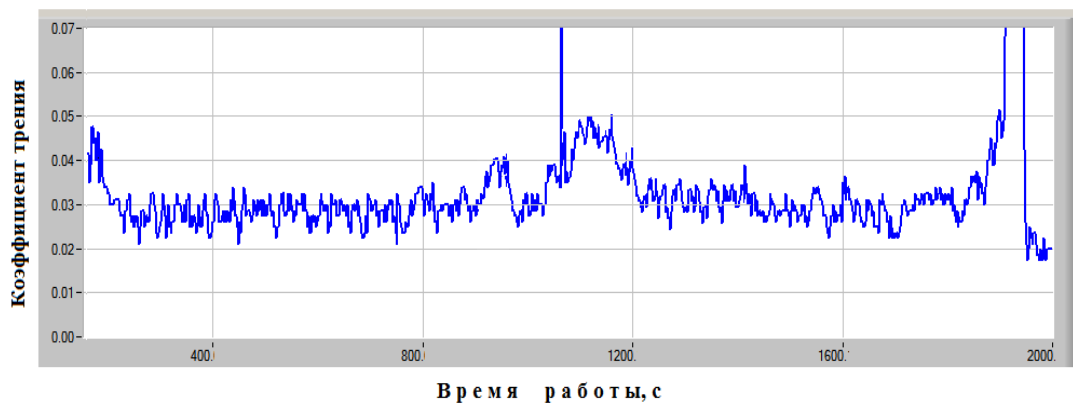


Рисунок 11 – Осциллограмма изменений коэффициента трения с покрытием

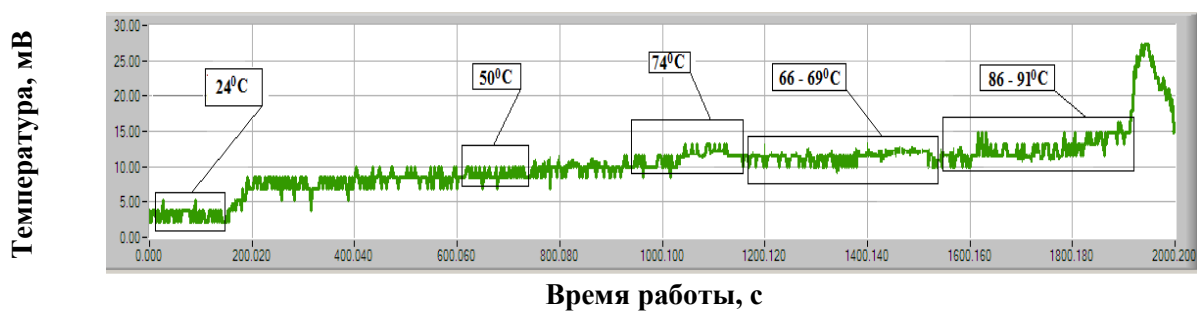


Рисунок 12 – Осциллограмма изменения температуры

Здесь можно отметить первоначальный незначительный рост температуры при смазывании маслом (гидродинамический режим) и более интенсивный – с прекращением его подачи. Затем температура растет до плавления покрытия (68 °С), потом снижается в связи со смазыванием расплавом (гидродинамический режим) и растет до 91 °С благодаря утечкам расплава и его расходу.

Точки на рисунке выбраны из фиксированной на компьютере осциллограммы через каждые 150 с. Осциллограмма получена на машине трения при смазывании авиационным маслом марки МС-20.

Изменения коэффициента трения для упорных подшипников аналогичны радиальным. Расплав обеспечивает устойчивое гидродинамическое смазывание и сохраняет аналогичные изменения коэффициента трения (два локальных максимума) в процессе работы трибосопряжения (рисунок 13).

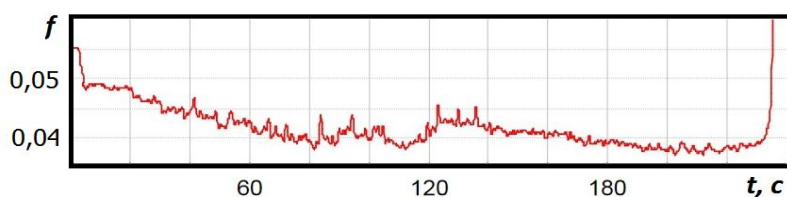


Рисунок 13 – Изменения коэффициента трения при стендовых испытаниях упорных подшипников скольжения (масло Гп-22С, $V = 2$ м/с, $\sigma = 2$ МПа)

Характер и последовательность отмеченных изменений коэффициента трения (см. рисунки 11, 13) и температуры (см. рисунок 12) полностью совпадают с фазами эволюции рассматриваемых трибосистем в процессе их экспериментальных исследований. Полученные результаты позволили сформировать обобщенную схему этапов смазывания металлическим расплавом (рисунок 14).

Следует отметить, что на третьем и четвертом этапах наблюдалось выделение порошкообразных частиц металла покрытия в связи с повышенным износом в отсутствии смазочного материала.

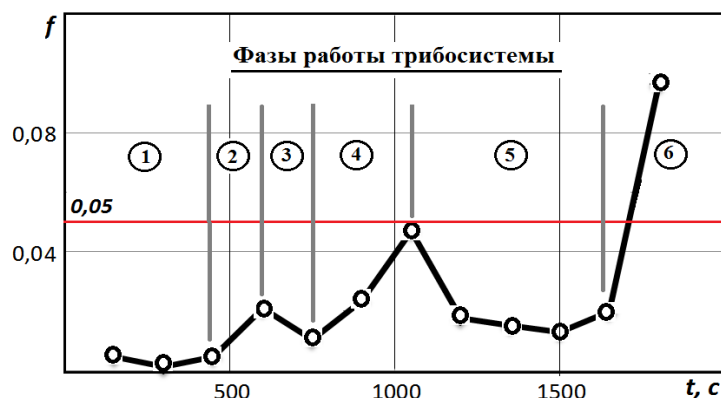


Рисунок 14 – Фазы эволюции трибосистемы:

1 – приработка; 2 – прекращение подачи смазочного материала; 3 – сухая приработка покрытия; 4 – уменьшение смазывания; 5 – смазывание расплавом; 6 – разрушение покрытия

К основным эксплуатационным характеристикам исследуемых подшипников скольжения относятся их нагрузочная способность и коэффициенты трения в исследуемом диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. Знание несущей способности позволяет ограничить нагрузку в области исследований для определения коэффициента трения.

Пример сравнительных результатов экспериментальных исследований приведен на рисунке 15 для микрополярного смазочного материала.

Наилучшие показатели, как и в случае истинно вязкого материала, имеют место для конструкции № 2 с плавким покрытием на валу и адаптированным профилем втулки (при $V = 2$ м/с прирост составил 22,3 %). Второй по величине наибольший прирост несущей способности имеет место в паре с плавким покрытием втулки (16,7 %). Наименьшие результаты (13,5 %) показала трибосистема с пористым покрытием. Выполненные исследования сведены в таблицу 4.

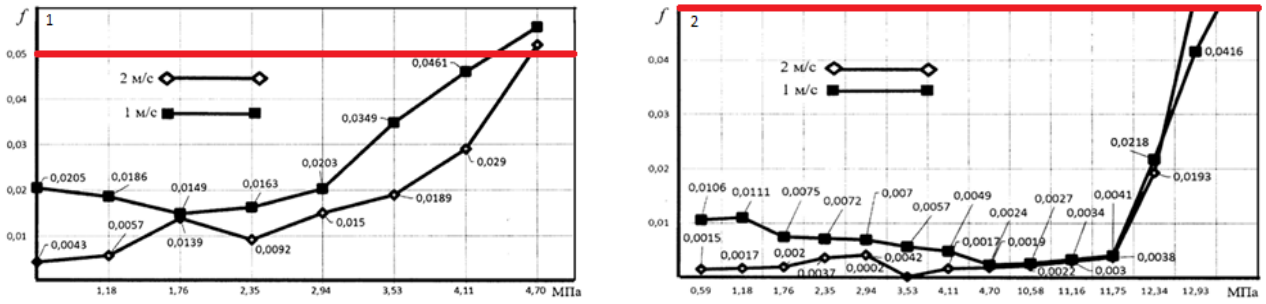


Рисунок 15 – Несущая способность исследованных трибосистем:
 1 – эталонный подшипник без покрытий; 2 – вал имеет легкоплавкое покрытие, а втулка – адаптированный к условиям трения профиль

Таблица 4 – Несущая способность радиальных подшипников скольжения

№ п/п	Радиальный подшипник		Смазочн. материал	Скорость, V, м/с	Несущая способн. σ , МПа	Коэффициент тр. f
	Вал	Втулка				
1	Сталь 45	БрАЖ9-4	Турбинное масло Тп22-С	1	3,53	0,0473
2	Плавкое покрытие	Адаптир.пр.			12,34	0,0233
3		Пористое покр.			3,53	0,0418
4	Сталь 45	Плавкое покр.			4,70	0,0442
5	Сталь 45	БрАЖ9-4		2	3,53	0,314
6	Плавкое покрытие	Адаптир.пр.			11,16	0,0247
7		Пористое покр.			3,53	0,0287
8	Сталь 45	Плавкое покр.			4,11	0,0466
9	Сталь 45	БрАЖ9-4	Турбинное масло Тп22-С и МС - 20 с 5% меди	1	4,11	0,0461
10	Плавкое покрытие	Адаптир.пр.			12,34	0,0416
11		Пористое покр.			4,11	0,0407
12	Сталь 45	Плавкое покр.			4,70	0,0307
13	Сталь 45	БрАЖ9-4		2	4,11	0,0290
14	Плавкое покрытие	Адаптир.пр.			11,75	0,0193
15		Пористое покр.			4,11	0,0381
16	Сталь 45	Плавкое покр.			4,70	0,0285

Далее сравним коэффициенты трения в трибосистемах с вязким и микрополярным смазочными материалами в наиболее перспективном подшипнике с адаптированным к условиям трения опорным профилем втулки (рисунок 16).

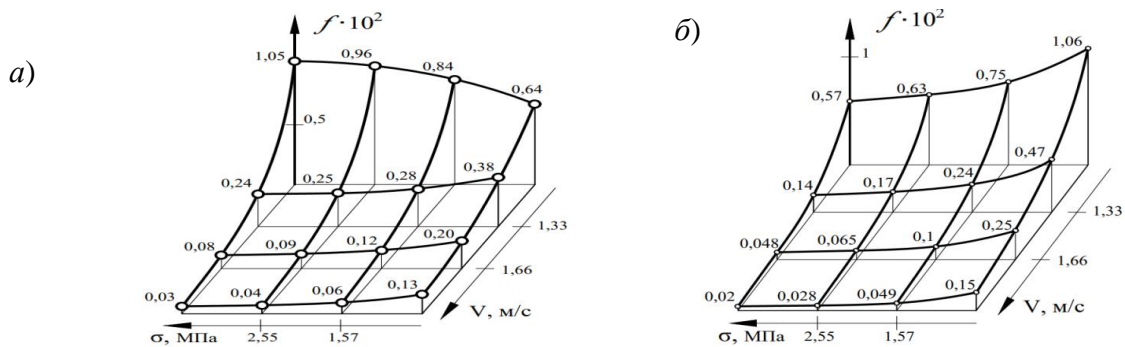


Рисунок 16 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения подшипников с плавким покрытием и адаптированным профилем при смазывании
 а) вязким смазочным материалом, б) микрополярным

Отметим, что величина коэффициента трения на обоих приведенных графиках свидетельствует о наличии гидродинамического режима смазывания в процессе всех исследований. Однако при минимальных контактных напряжениях применение микрополярного смазочного материала взамен стандартного вязкого вызывает рост величины коэффициентов трения с увеличением применяемых скоростей на 21–69 %. При этом с ростом скорости коэффициент трения уменьшается в 14,5 раза. Максимальная величина контактных напряжений вызывает во всем скоростном диапазоне снижение величины коэффициента трения в среднем на 30 %. Таким образом, применять данную конструкцию подшипников при смазывании микрополярными смазочными материалами рекомендуется при нагрузках 2–4 МПа и скорости более 2 м/с.

Подводя итоги всему комплексу экспериментальных исследований радиальных подшипников скольжения, необходимо установить величину их ресурса при полном отсутствии смазочного материала. Поскольку им является металлический расплав легкоплавких покрытий, то понятно, что величина ресурса определяется объемом металлического расплава, который расходуется в процессе работы трибосистемы.

Величина ресурса радиальных подшипников с легкоплавким металлическим покрытием контактной поверхности и адаптированным к условиям трения профилем подшипниковых втулок при начальном смазывании и последующем полном его прекращении в зависимости от нагрузочно-скоростных режимов приведена на рисунке 17.

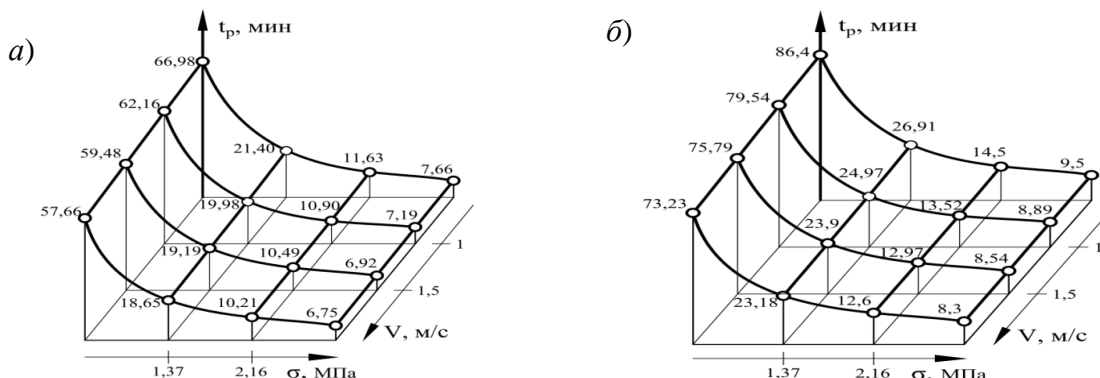


Рисунок 17 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на ресурс радиальных подшипников с плавким покрытием и адаптированным профилем опорной поверхности при начальном смазывании вязким (а) и микрополярным (б) смазочными материалами

Вне зависимости от типа смазочного материала в исследованной области эксплуатационных режимов наибольшее влияние на ресурс подшипников оказывает величина контактных напряжений, снижая его на $\approx 90\%$. Скорость влияет на этот параметр гораздо слабее и снижает его на 11–15 %.

При смазывании стандартным истинно вязким смазочным материалом аварийный ресурс подшипников составляет от 6,75 до 66,98 мин. Смазывание подшипников микрополярным смазочным материалом повышает их ресурс в том же диапазоне нагрузочно-скоростных режимов от 8,3 до 86,4 мин, т. е. ресурс на 23–29 % больше.

Если исходя из производственных условий необходимо увеличить аварийный ресурс металлического расплава, то следует варьировать нагрузку, влияющую интенсивнее скорости.

Управлять величиной ресурса трибосистемы, дополнительно смазываемой расплавом, можно, изменяя физическую природу и объем легкоплавкого сплава, а также конструкцию подшипника.

На образцах второй серии для увеличения объема легкоплавкого сплава были выполнены три поперечных канавки сегментального сечения шириной ≈ 2 мм и глубиной 0,5 мм. Толщина покрытия колодки составляла 0,3 мм, а канавки заполнялись материалом покрытия.

После прекращения подачи смазочного материала ресурс покрытия из легкоплавкого металла составил более 4 часов.

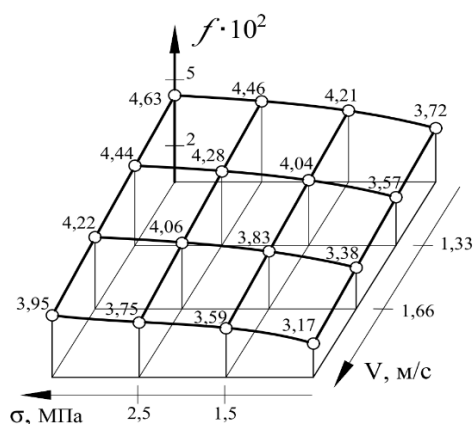


Рисунок 18 – Влияние нагрузочно-скоростных режимов на коэффициент трения радиальных подшипников с дополнительным объемом легкоплавкого металла для смазывания расплавом

Анализ модели и графика (рисунок 18) показывает, что во всем исследованном пространстве переменных наблюдалось жидкостное трение в режиме гидродинамического смазывания металлическим расплавом. Зависимость коэффициента трения близка линейной и обеспечивает его рост с увеличением исследованных переменных факторов.

Полностью аналогичные исследования с вязким и микрополярным смазочными материалами, а также легкоплавким покрытием выполнялись для упорных подшипников.

Вклад элементов режимов нагружения в ресурс упорных подшипников полностью соответствует соотношению их вклада для радиальных подшипников. В исследованном диапазоне режимов как для вязких смазочных материалов, так и для микрополярных нагрузка влияет в 2 раза интенсивнее скорости. Так, в среднем ресурс изменяется от скорости в пределах 14,2–15,3 %, а от нагрузки – в пределах 38,7–41,1 %, т. е. нагрузка влияет на ресурс в 2,7 раза интенсивнее скорости.

В заключение приведены результаты верификации расчетных моделей, полученных теоретически, путем их сравнения с данными экспериментальных исследований (таблица 5).

Результаты, подтверждающие значимость сделанных выводов и рекомендаций, получены по итогам промышленных испытаний специальных радиальных подшипников скольжения с покрытием легкоплавким металлическим расплавом (сплавом Вуда) опорной поверхности подшипниковой втулки, выполненных на заводе ОАО «10 ГПЗ» и электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш» в г. Ростове-на-Дону.

Таблица 5 – Сравнение расчетных и экспериментальных коэффициентов трения при смазывании расплавом

№ п/п	Исходный смазочный материал	Режимы нагружения		Коэффициент трения, f		Погрешность, %
		σ , МПа	V , м/с	Эксперимент	Расчет	
1	МС-20	4,0	0,5	0,025	0,026	3–5
2	Тп-22С + 5% Cu (вес)	4,0	0,5	0,0342	0,0325	
3		2,0	0,5	0,0316	0,0306	
4		4,0	2,0	0,0470	0,0484	
5		2,0	2,0	0,0435	0,04219	

Испытания опытных подшипников проводились на шпиндельном узле обдирочного шлифовального станка Sasl 125x500 и на стенде окончательной сборки и обкатки КМБ (модель ОБ-741 инв. № 3Н-0089). В результате проведенных эксплуатационных испытаний установлено следующее:

- подшипник проработал после прекращения подачи смазочного материала без зафиксированного отказа 3,1 часа и более 5 часов соответственно;
- на наплавленном слое выявлены его утонение и локальные разрушения, занимающие 70 %.

Таким образом, получены результаты, доказывающие эффективность теоретически разработанных расчетных моделей радиальных и упорных подшипников скольжения, смазываемых расплавом легкоплавких металлов, а также стабильное обеспечение расплавом гидродинамического режима смазывания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты проведенных исследований и их соответствие поставленным задачам позволяют заключить, что общая цель работы полностью достигнута. Эффективность теоретических разработок в виде комплекса более точных расчетных моделей подтверждена экспериментальными исследованиями. Полученные многопараметрические универсальные зависимости и методические рекомендации существенно повышают точность инженерных расчетов подшипников скольжения различных типов и размеров. Погрешность расчетных моделей, включающих одновременно целый ряд не учитываемых ранее параметров, снижена до 8,3–13,1 %.

Итоги выполненных исследований позволяют сформулировать следующие выводы.

1. Анализ существующих методов инженерных расчетов подшипников скольжения, построенных на гидродинамической теории смазывания, ряда конструктивных особенностей опорной поверхности исследуемых трибосистем и реологических свойств не-ньютоновских микрополярных смазочных материалов позволил использовать при разработке расчетных моделей рассматриваемых подшипников автомобильную переменную, обеспечивающую получение результатов прямым интегрированием.

2. Учитывая одновременно зависимость вязкости жидкого смазочного материала и проницаемости пористого покрытия опорной поверхности с адаптированным к условиям трения опорным профилем от гидродинамического давления, а также стратифицированное течение смазочного материала и расплава легкоплавкого покрытия в рабочем зазоре упорного подшипника, получены расчетные модели, позволяющие повысить точность проектировочных расчетов на 5,1–6,2 %.

3. Оценка комплексного влияния гидродинамического давления на характеристики пористого покрытия, реологию микрополярных смазочных материалов (минерального масла и легкоплавкого металлического расплава) при получении расчетных моделей подшипников скольжения обеспечила повышение точности расчетов основных параметров трибосистем (коэффициента трения и несущей способности) на 8–11 %.

4. Визуализация разработанных теоретически расчетных моделей и оценка их точности, выполненная на основе сравнения результатов их численного анализа и триботехнических параметров, рассчитанных по адекватным регрессионным моделям, полученным экспериментально, доказала их высокую эффективность, точность (в пределах 10–12 %) и применимость во всем исследованном диапазоне размеров и нагрузочно-скоростных режимов ($d = 10–100$ мм; $V = 0,5–11$ м/с; $\sigma = 8–11$ МПа).

5. Параллельный анализ уровня температуры в контактной области и величины коэффициента трения в процессе работы подшипника с легкоплавким металлическим покрытием при постепенном прекращении подачи жидкого смазочного материала в рабочую зону позволил установить последовательность фаз перехода от смазывания минеральным маслом к смазыванию металлическим расплавом при сохранении гидродинамического режима.

6. Экспериментальная проверка теоретических результатов конструкции подшипников с пористым и легкоплавким покрытиями на контактных поверхностях позволила установить отсутствие целесообразности подобного сочетания в связи с быстрым выносом расплава легкоплавкого покрытия из зоны трения.

7. Подшипники, выполненные на основе проведенных исследований, успешно прошли промышленные испытания на подшипниковом заводе ОАО «ГПЗ10» и электровозоремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш» с удовлетворительной оценкой.

Перспективы дальнейшей разработки темы определяются, с одной стороны, уточнением существующих расчетных моделей, например введением температурных зависимостей, с другой – применением неньютоновских смазочных материалов.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в научных журналах, включенных в перечень изданий ВАК РФ

1. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 2(66). – С. 129–135.

2. Ахвердиев, К. С. Расчетная модель радиального подшипника, смазываемого расплавом, с учетом зависимости вязкости от давления / К. С. Ахвердиев, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2017. – № 3(90). – С. 27–37.

3. Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленные расплавом / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2017. – № 3(67). – С. 8–15.

4. Василенко, В. В. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / В. В. Василенко, Е. О. Лагунова, М. А. Мукутадзе // Интернет-журнал «Науковедение». – 2017. – Т. 9, № 5. – URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/20TVN517.pdf> (доступ свободный).

5. Мукутадзе, М. А. Гидродинамический расчет, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала и пористого покрытия на шейке вала / М. А. Мукутадзе, В. В. Василенко // Интернет-журнал «Науковедение». – 2017. – Т. 9, № 6. – URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/156TVN617.pdf> (доступ свободный).

6. Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленном расплавом направляющей, с учетом зависимости вязкости от давления / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2017. – Т. 18, № 11. – С. 504–510.

7. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с учетом зависимости вязкости смазочного материала от температуры и неоднородной расчетной поверхности подшипника / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, К. С. Солоп, В. В. Василенко // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2017. – № 3. – С. 74–82.

8. Василенко, В. В. Разработка расчетной модели радиального подшипника скольжения, смазываемого расплавом / В. В. Василенко // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 1. – URL: <http://www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4722> (доступ свободный).

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

10. Микрополярные смазочные материалы в подшипнике с плавким покрытием вала и пористым покрытием втулки / В. В. Василенко, И. Д. Долгий, М. А. Мукутадзе, Ю. И. Жарков // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. – 2020. – № 4. – С. 51–56.

11. Расчетная модель радиального подшипника с нестандартным опорным профилем / В. Н. Багрова, В. В. Василенко, В. И. Кирищев, М. А. Мукутадзе, // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 2. – С. 17–24.

12. Расчетная модель упорного подшипника с плавким покрытием ползуна и пористым покрытием направляющей / К.С. Ахвердиев, В. В. Василенко, Е.О. Лагунова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 3. – С. 8–16.

Публикации в научных изданиях, включенных в международную базу данных Scopus и Web of Science

13. Calculation model of radial bearing, caused by the melt, taking into account the dependence of viscosity on pressure / V. V. Vasilenko, E. O. Lagunova, M. A. Mukutadze, V. M. Prikhodko // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – No. 19. – P. 9138–9148.

14. Radial Slip Bearing with a Pliable Supporting Surface / M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova, A. N. Garmonina, V.V. Vasilenko // Russian Engineering Research. – 2018. – Vol. 38, No. 3. – P. 166–171.

15. Calculated Model of Wedge-Shaped Sliding Support Operating on Lubricating Material / K. S. Akhverdiev, M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova, V. V. Vasilenko // Journal of Friction and Wear. – 2018. – Vol. 39, No. 1. – P. 48–54.

16. Mukutadze, M. A. Development of the Design Model of a Hydrodynamic Lubricating Material Formed during Melting of the Axial Bearing, in the Presence of Forced Lubrication / M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova, V. V. Vasilenko // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2018. – Vol. 47. – P. 271–277.

17. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal / M. A. Mukutadze, V. V. Vasilenko, A. M. Mukutadze, A. N. Opatskikh // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2019. – Vol. 378. – P. 12021. – DOI 10.1088/1755-1315/378/1/012021.

18. Mukutadze, M. A. Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide surfaces / M. A. Mukutadze, A. M. Mukutadze, V. V. Vasilenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 560. – DOI 10.1088/1757-899X/560/1/012031.

19. Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface / K. S. Akhverdiev, E. A. Bolgova, M. A. Mukutadze, V. V. Vasilenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 1064. – DOI 10.1088/1757-899X/1064/1/012005.

Патент на полезную модель

20. Патент РФ 177239. Подшипник с автономной системой смазки / В. А. Кохановский, М. А. Мукутадзе, Н. В. Нихотина, И. В. Больших, В. В. Василенко. – № 2017135037 ; заявл. 04.10.2017 ; опубл. 14.02.2018, Бюл. № 5.

Публикации в других изданиях

21. Василенко, В. В. Гидродинамический расчет подшипника скольжения с плавким покрытием опорного кольца / В. В. Василенко // Вестник научных конференций. – 2021. – № 7-2(71). Актуальные вопросы образования и науки: по материалам международной научно-практической конференции 31 июля 2021 г. – Тамбов, 2021. – С. 34–40.

22. Василенко, В. В. Гидродинамический расчет вязкого смазочного материала при неполном заполнении рабочего зазора / В. В. Василенко // Научный альманах. – 2021. – № 7-1(81). – Тамбов, 2021. Ч. 1. – С. 85–90.

Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве.

В работах [1–20] сформулирована проблема и поставлены задачи исследования, установлены упрощающие ограничения и выбраны исходные уравнения и соответствующие граничные условия, выработана общая методология теоретических исследований на основе асимптотических и точных автомодельных решений гидродинамических задач, а также теорий течения смазочных материалов в рабочем зазоре, пористом теле и зависимости их параметров от давления при учете адаптированного к условиям трения опорного профиля: работы [2–6, 8–10, 12–14, 18, 19] посвящены установлению основных закономерностей зависимости эксплуатационных трибохарактеристик радиальных подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, от типа пористого или легкоплавкого покрытия, а также их сочетания со свойствами применяемых жидких смазочных материалов и адаптированной к условиям трения опорной поверхностью; [1, 7, 11, 15–17] – освещают установление основных закономерностей зависимости эксплуатационных трибохарактеристик упорных подшипников скольжения от типа пористого покрытия или легкоплавкого покрытия, а также их сочетания со свойствами применяемых смазочных материалов и адаптированной поверхностью.

Личный вклад соискателя в статьях [1–7, 9–20], опубликованных в соавторстве, состоит в выполнении расчетов, разработке планов и проведении физических экспериментов, обработке результатов теоретических и экспериментальных исследований, последующей интерпретации полученных данных.

Автор выражает благодарность д.т.н., профессору, заслуженному деятелю науки РФ К. С. Ахвердиеву за консультативную помощь в процессе теоретических научных исследований по теме.

Василенко Владимир Владимирович

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ НАЛИЧИЯ РАСПЛАВА ЛЕГКОПЛАВКОГО ПОКРЫТИЯ

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать ____ . ____ .2021. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 1,74. Тираж экз. Заказ .

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного
Ополчения, д. 2, www.rgups.ru