

На правах рукописи



УСОВ ПАВЕЛ ПАВЛОВИЧ

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ
НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МОДЕЛИРОВАНИЕМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ**

Специальность

2.5.3 – Трение и износ в машинах

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва – 2024

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институт машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук

Научный
руководитель:

Албагачиев Али Юсупович
доктор технических наук, профессор

Официальные
оппоненты:

Захаров Сергей Михайлович
доктор технических наук, профессор, научный консультант научно-консультационного центра аспирантуры АО «ВНИИЖТ»

Савин Леонид Алексеевич
доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник Проблемно-научно-исследовательской лаборатории "Моделирование гидромеханических систем" ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»

Лагунова Елена Олеговна
доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Строительная механика» ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»

Ведущая
организация:

ФГАОУ ВО «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М.Губкина»

Защита состоится «14» марта 2025 г. в 12 часов 30 минут на заседании диссертационного совета 99.0.033.02, созданного на базе ФГБУН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН» и ФГБОУ «Брянский государственный технический университет», по адресу: Россия, 241035, г. Брянск, ул. Харьковская, д. 10-Б, учебный корпус №4, ауд. Б101.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», а также на сайте университета <https://www.tu-bryansk.ru/mainpage/dissertatsii/usov-pavel-pavlovich>

Автореферат разослан «___» _____ 2024 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



В.А. Хандожко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Настоящая работа посвящена гидродинамическим узлам трения в условиях сильного влияния деформаций поверхностей на толщину смазочного слоя, давление и тепловые процессы.

В качестве опор валков проволочных, сортовых и листовых прокатных станов используются гидродинамические подшипники (подшипники жидкостного трения, ПЖТ). Наличие несущей масляной пленки между трущимися поверхностями исключает механический контакт и определяет основные свойства подшипников: малый коэффициент трения при установившемся режиме работы, равный 0.001 – 0.005; высокую допустимую скорость (до 80 м/сек); высокую несущую способность (усредненная удельная нагрузка доходит до 25 МПа); малую чувствительность к кратковременным динамическим нагрузкам. Размер подшипников охватывает диапазон (номинальный диаметр скольжения) от 140 до 1800 мм.

Основные правила эксплуатации ПЖТ для опор валков прокатных станов изложены в ГОСТ 22915 – 78. Срок службы до первого ремонта, например, ПЖТ рабочих клеток станов горячей прокатки должен соответствовать 24 месяца, а ПЖТ клеток листовых станов холодной прокатки – 36 месяцев.

Чтобы данные требования выполнялись, на этапе проектирования должно быть проведено качественное математическое моделирование разрабатываемого ПЖТ, состоящее в определении нагрузочной способности подшипника, максимальной температуры в подшипнике и количества смазочного материала, прокачиваемого через подшипник.

Экспериментальные исследования крупногабаритных и тяжело нагруженных подшипников скольжения показали, что на нагрузочную способность подшипника и температуру в нем значительное влияние оказывают деформации поверхностей трения. Поэтому расчет с необходимой точностью ПЖТ для опор валков прокатных станов должен состоять в совместном решении уравнений, определяющих деформации поверхностей трения,

уравнений гидродинамики и уравнений, описывающих тепловые процессы в подшипнике. Приближенное математическое моделирование физических процессов в ПЖТ при его расчете приводит к невозможности выхода стана на проектную нагрузку, или скорость, что влечет за собой понижение сортности проката, либо преждевременный ремонт опор и, как следствие, большие материальные потери.

Опоры валков реверсивных прокатных станов работают в режимах, когда скорость движения поверхностей уменьшается до нуля, а затем возрастает в противоположном направлении. При скорости поверхностей, близкой к нулевой, генерация давления в смазочном слое вследствие увлечения смазочного материала в зазор поверхностями становится невозможной. Однако при этом давление возникает за счет сдавливания пленки и поверхности могут оставаться разделенными смазочным слоем необходимой толщины в течение всего периода реверсивного движения. Для обеспечения жидкостного режима работы узла трения необходимо провести его численное моделирование на стадии проектирования с целью проверки существования смазочного слоя необходимой толщины в моменты времени, когда скорость близка к нулю. Существующая методика расчета реверсивного режима не позволяет проводить расчеты с учетом деформаций поверхностей трения.

Локальный контакт в зубчатых передачах, подшипниках качения и других узлах трения работает при высоких давлениях ($\sim 10^9 \text{ Па}$). В 2002 г. экспериментально подтверждено наличие, впервые обнаруженного А.И. Петрусевичем теоретически, второго максимума давления в области контакта, впоследствии названного вторым пиком давления.

Второй пик давления может значительно (на десятки процентов) превышать основной максимум. От максимального давления зависят износостойкость и контактная прочность узла трения. Их расчет на стадии проектирования возможен только при определении с необходимой точностью максимального давления в смазочном слое. Режим трения определяется по минимальной толщине смазочного слоя. Условием гидродинамического

режима является превышение минимальной толщины смазочного слоя в 3...5 раз суммарной высоты микронеровностей. Ее определение на стадии проектирования является необходимым условием расчета несущей способности узла трения с локальным контактом в гидродинамическом режиме. В настоящее время отсутствует методика расчета максимального давления в смазочном слое с учетом второго пика давления. Методика расчета минимальной толщины смазочного слоя ограничена узким диапазоном значений коэффициента жесткости.

Следует отметить, что использованная в известных работах математическая модель процесса формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя и проведенное сопоставление результатов расчета по ней с экспериментальными данными показало, что теоретическое значение высоты фронта намного ниже экспериментального.

Приведенные факты показывают, что процессы при эксплуатации подшипников качения и скольжения, в том числе реверсивных, зубчатых зацеплений и движения из состояния покоя протекают в условиях гидродинамики с изменением смазочного зазора, температуры, вязкости, с двумя пиками давлений, при одновременном возникновении упругих деформаций, воздействующих на несущую способность смазочного слоя. Поэтому разработка методологии математического моделирования и проведение исследований гидродинамических процессов в узлах трения с учетом деформаций является актуальной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Теоретической основой расчета проектируемых гидродинамических узлов трения являются гидродинамическая (ГД) и упругогидродинамическая (УГД) теории смазки. В ГД теории смазки деформации разделенных смазочным слоем поверхностей не учитываются. Она применяется при расчетах радиальных и упорных подшипников скольжения, работающих при малых нагрузках. ГД теория смазки развивается как самостоятельная наука. Большой вклад в развитие ГД теории смазки внесли К.С. Ахвердиев, И.М. Елманов, А.И. Задорожный, Е.А.

Задорожная, С.М. Захаров, П.Л. Капица, М.В. Коровчинский, М. А. Мукутадзе, Н.П. Петров, М.Е. Подольский, В.М. Приходько, В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Л. А. Савин и др.

УГД задачи применительно к радиальным подшипникам скольжения рассматривались в работах Коднира А. С., Рождественского Ю. В., Хозенюка Н. А., Рыбкина Н. Н., Зернина М. В., Ахвердиева К. С., Angra S., Higginson G. R., Bendaoud N., Chetti B., Osman T.A., Fanming Meng, Yuanpei Chen, Maamar Malki¹, и др.

В работах К. С. Ахвердиева, Ф.П. Снеговского и др. принималось допущение о том, что после деформаций в зоне гидродинамических давлений шип и подшипник остаются кругло-цилиндрическими с измененными радиусами кривизны и зазор между поверхностями имеет вид зазора между двумя эксцентрическими окружностями. Экспериментальные исследования показали, что действительная форма зазора в радиальном подшипнике скольжения при высоких нагрузках в значительной мере отличается от формы зазора между кругло-цилиндрическими поверхностями.

В работах других авторов используется метод последовательного решения уравнений гидродинамики и уравнений контактных деформаций. Данные итерации сходятся только при слабом влиянии деформаций на решение задачи. То есть полученные таким образом и опубликованные решения близки к решению ГД задачи теории смазки, в которой деформации не учитываются. В связи с этим в работах, как правило, приводятся решения УГД задач при удельной нагрузке, не превышающей 3 Мпа и при скоростях менее 10 м/с.

В большинстве опубликованных работ, посвященных смазке радиальных подшипников скольжения, рассматривались плоские УГД задачи, в которых зазор не изменяется по длине подшипника. Отсутствуют решения пространственных УГД задач в условиях деформаций поверхностей трения

В настоящее время расчет реверсивного режима работы опор валков прокатных станов основан на решении М.В. Коровчинского задачи о поступательном движении шипа вдоль линии центров при отсутствии вращения

и не учесть деформаций. При этом определяется период реверсивного движения, при котором минимальная толщина смазочного слоя достигает критического значения в режиме жидкостного трения. Для более точного определения такого периода необходимо учесть вращение вала и деформации поверхностей трения.

УГД задачи применительно к упорным подшипникам скольжения рассматривались в работах Ахвердиева К. С., Журба И. А., Приходько В. М. и др. При этом сначала определялось распределение давления в смазочном слое при жестких телах, а затем находились деформации, вызванные полученным давлением. Подобные решения также не позволяют проводить качественный анализ упорных подшипников скольжения на стадии проектирования при сильном влиянии деформаций на решение УГД задачи.

В процессе поисков численных методов решения УГД задач для локального контакта после работ А.М. Эртеля, А.Н. Грубина и А.И. Петрусевича было обнаружено, что прямые итерации сходятся лишь при очень малых отклонениях от решения ГД задачи для жестких поверхностей. **УГД задача была признана одной из самых сложных задач механики.**

Влияние деформаций поверхностей, разделенных смазочным слоем, на решение УГД задачи при внешнем линейном контакте можно охарактеризовать безразмерным параметром $V = 3\pi^2 \mu_0 u R' E' / W^2$. Здесь μ_0 - вязкость смазочного материала при комнатной температуре, u - скорость качения, R' - приведенный радиус, E' - приведенный модуль упругости, W - нагрузка на единицу длины. В пределе при значении $V \rightarrow 0$ решение УГД задачи переходит в решение задачи о контакте упругих тел при отсутствии смазочного слоя. При значении $V \rightarrow \infty$ решение УГД задачи переходит в решение ГД задачи.

Безразмерный параметр V применительно к локальному контакту будем называть числом (коэффициентом) жесткости. Влияние роста вязкости смазочного материала с ростом давления характеризует безразмерный параметр $G = \alpha_p p_g$. Здесь α_p - коэффициент зависимости вязкости смазки от давления,

p_g - герцево давление, т. е. максимальное давление в контакте при отсутствии смазочного слоя.

УГД задачам смазки при локальном контакте упругих поверхностей посвящено большое количество работ. Большой вклад в развитие контактной гидродинамики внесли В.М. Александров, Ю.И. Байбородов, А.И. Беспорточный, М.А. Галахов, А.Н. Грубин, П.Б. Гусятников, В.Д. Данилов, А.И. Задорожный, К.И. Заппаров, Д.С. Коднир, М.В. Коровчинский, И.А. Кудиш, А. И. Петрусевич, А.М. Эртель, S. Bair, D. Dowson, A. Cameron, H.S. Cheng, P. Ehret, H.P. Evans, J.A. Greenwood, G.R. Higginson, B.J. Hamrock, M.J.A. Holmes, C.L. Hooke, K.L. Johnson, Q. Liu, A.A. Lubrecht, G.E. Morales-Espejel, X. Qian, R.W. Snidle, C.M. Taylor, C.H. Venner, H. Xu, Z. Yang и др. Однако имеющиеся в настоящее время численные решения УГД задач получены в узких интервалах числа жесткости в окрестностях двух предельных решений: решения задачи о контакте упругих тел при отсутствии смазочного слоя и решения ГД задачи. Точные решения в интервале числа жесткости, необходимом для практических расчетов, отсутствуют. Кроме того, приведенные решения позволяют приблизительно определить только минимальную толщину смазочного слоя. Решения для максимального давления в смазочном слое, в каком либо значимом интервале значений числа жесткости отсутствуют.

Объект исследования. Объектом исследования являются гидродинамические узлы трения (подшипники скольжения, зубчатые передачи, роликовые подшипники качения).

Предмет исследования. Предметом исследования являются характеристики смазочного слоя (коэффициент трения, минимальная толщина смазочного слоя, максимальные давление и температура в смазочном слое) в тяжелонагруженных гидродинамических узлах трения в условиях деформаций поверхностей трения.

Целью работы является

- применительно к тяжелонагруженным подшипникам скольжения – разработка методики расчета гидродинамического подшипника скольжения в условиях высоких деформаций поверхностей трения и тепловых процессов, протекающих в подшипнике;
- применительно к гидродинамическим узлам трения с линейным локальным контактом – развитие методики расчета характеристик смазочного слоя (минимальной толщины смазочного слоя, максимального давления в смазочном слое) в гидродинамических узлах трения в условиях упругих деформаций.

Достижение поставленной цели предполагает решение следующих задач:

1. Разработать уточненную математическую модель расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимальной температуры в радиальном подшипнике скольжения жидкостного трения конечной длины с частичным углом охвата с учетом деформаций разделенных смазочным слоем поверхностей и тепловых процессов, протекающих в подшипнике.
2. Провести исследование влияния упругих деформаций в радиальных подшипниках с частичным углом охвата и в упорных подшипниках скольжения на несущую способность смазочного слоя. Найти закономерности, обусловленные этим влиянием.
3. Разработать методику расчета опор валков прокатных станов в интервале средней удельной нагрузки от 3 МПа до 26 МПа и при скоростях скольжения до 30 м/с.
4. Сопоставить результаты расчетов по разработанной методике с экспериментальными данными.
5. Разработать математическую модель радиального подшипника скольжения в реверсивном жидкостном режиме. Провести исследование влияния деформаций на период реверсивного движения.
6. Разработать методику расчета максимального давления и минимальной толщины смазочного слоя в локальном линейном контакте в интервале изменения коэффициента жесткости от одного предельного значения,

соответствующему контакту упругих тел при отсутствии смазочного слоя, до другого предельного значения, соответствующему гидродинамическому контакту.

7. Исследовать влияние деформаций на высоту микронеровностей шероховатых поверхностей трения в области высоких давлений.

8. Разработать математическую модель процесса формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя, учитывающую неньютоновские реологические свойства смазочного материала. Провести ее анализ.

Научная новизна диссертационного исследования:

1. Разработана математическая модель расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимальной температуры в радиальном подшипнике скольжения с частичным углом охвата, в отличие от известных моделей учитывающая изменения температуры и упругих деформаций поверхностей трения. Предложен метод совместного численного решения уравнений контактных деформаций и движения смазочного слоя, расширяющий область применения упругогидродинамических (УГД) расчетов по модели по сравнению с известными: от малых деформаций при давлении до 1 МПа до высоких деформаций при давлении до 26 МПа, характерном для тяжело нагруженных крупногабаритных подшипников. Установлено, что:

- в зависимости от угла охвата, величины коэффициента податливости (α) и выявленного критерия ($H_{\min}$) (отношение минимальной толщины смазочного слоя к радиальному зазору) меняются параметры функционирования и несущая способность подшипника, а также область рационального применения модели.

При угле охвата $2\pi/3$:

- несущая способность является функцией коэффициента податливости α ;
- при значении $H_{\min}=0.1$ несущая способность повышается в два раза, а при $H_{\min}=0.01$ более чем в 9 раз;

- в интервале значений $0.01 \leq H_{\min} \leq 0.35$ и при значениях $\alpha \leq H_{\min} (0.053 + 0.336H_{\min} + 34.4H_{\min}^2 - 193H_{\min}^3 + 458H_{\min}^4)$ деформации можно не учитывать;
- при значениях критерия $H_{\min} > 0.35$ расчеты следует выполнять без учета деформаций по гидродинамической (ГД) теории смазки;
 - при малой скорости скольжения ($u < 0.05u_0$, u_0 - максимальная скорость скольжения) в условиях реверсивного режима трения, форма зазора вследствие деформаций препятствует вытеканию из него смазочного материала, сохраняя гидродинамический режим трения, а рассчитанный по модели максимальный период реверсивного жидкостного режима больше определенного по классической методике. Установлено, что:
 - степень влияния деформаций на максимальный период реверсивного жидкостного режима определяется величиной критерия k (отношение максимального периода, полученного с учетом деформаций, к его значению, полученному без учета деформаций);
 - величина критерия k зависит от коэффициента нагруженности ($B = W\Delta^2 / 6\mu_0 u_0 R^2$, W - нагрузка на единицу длины подшипника, R - радиус вала, μ_0 - вязкость смазочного материала, Δ - радиальный зазор), отношения критического значения минимальной толщины смазочного слоя к радиальному зазору ($H_{кр}$), и коэффициента податливости α ;
 - при наиболее распространенных значениях $B=2$, $H_{кр} = 0.06$ в интервале $0.01 < \alpha \leq 1$ значение k может быть определено по формуле $k = 0.58 + 46.4\alpha - 17.2\alpha^2$ и варьируется от 1.04 до 29.7.

(п. 4, 10 паспорта научной специальности 2.5.3)

2. В случае локального линейного контакта выявлены закономерности изменения максимального давления в смазочном слое от нагрузочной способности, геометрических размеров, скорости движения поверхностей и параметров смазочного материала. Разработана математическая модель формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя с учетом

упругости смазочного материала и упругих деформаций поверхностей трения. Установлено, что:

- в условиях $\mu_0 u R' E' / W^2 < 0.0042$ давление в смазочном слое близко к максимальному значению, как при отсутствии смазки (давление по Герцу), а в условиях $0.1 < \mu_0 u R' E' / W^2 < 0.24$ и $\alpha_p p_g > 17$ давление в смазочном слое выше давления по Герцу более чем в 1.6 раза;
- деформации поверхностей трения могут значительно (более чем в 2 раза) понизить высоту неровностей профиля в области высокого давления;
- упругие свойства смазочного материала способствуют повышению толщины формируемого смазочного слоя до полного разделения поверхностей, в дальнейшем, не оказывая существенного влияния на процесс трения;

(п. 4, 10 паспорта научной специальности 2.5.3)

Практическая значимость работы заключается в следующем:

1. Разработанная методология расчета гидродинамических подшипников скольжения с учетом деформаций поверхностей трения позволяет на стадии проектирования определить предельную несущую способность подшипника в жидкостном режиме. Это подтверждается актом о ее внедрении для расчета подшипниковых узлов валков кольцепрокатного оборудования в АО «Русполимет» с годовым экономическим эффектом 2.3 миллиона рублей и актом о ее использовании для расчета рабочих характеристик смазочного слоя в опорах валков прокатных станов «SMS Siemag» в Инженерно-технологическом центре АО «Выксунский металлургический завод».

2. Разработанная методология расчета параметров линейного упруго-гидродинамического контакта позволяет на стадии проектирования производить уточненные расчеты нагрузочной способности зубчатых передач, роликовых подшипников качения и других узлов трения с линейным локальным контактом, работающих в гидродинамическом режиме. Это подтверждается актом о ее использовании в Центре разработки перспективных

решений АО «ПО «Муроммашзавод» с целью уточненной оценки параметров контакта зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых передач изделий «Колесный редуктор 4319-2601010, Планетарный редуктор АДФМ.123.00.000» на стадии проектирования с ожидаемым годовым экономическим эффектом 1.3 млн. рублей.

Методы диссертационного исследования. При построении математических моделей гидродинамических узлов трения использовались либо известные и широко используемые уравнения, или уравнения, которые получились путем строгого вывода. При построении математической модели радиального подшипника скольжения проводилась оценка влияния пренебрегаемых процессов в подшипнике на конечные результаты. При разработке численных алгоритмов реализации математических моделей гидродинамических узлов трения использовался аппарат математической теории численных методов.

Положения, выносимые на защиту, включают:

1. Математические модели радиальных подшипников скольжения жидкостного трения с частичным углом охвата с учетом деформаций поверхностей трения и тепловых процессов, протекающих в подшипниках.
2. Установленные закономерности в зависимостях несущей способности радиальных и упорных подшипников скольжения от конструктивных параметров, механических свойств контактирующих тел и реологических свойств смазочного материала.
3. Разработанную инженерную методику расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимальной температуры в тяжело нагруженных радиальных подшипниках скольжения с учетом деформаций поверхностей и тепловых процессов, протекающих в подшипнике.
4. Экспериментальное подтверждение теоретически разработанных моделей и результатов их численного анализа для радиальных тяжело нагруженных подшипников скольжения.

5. Результаты исследования реверсивного режима работы радиального подшипника скольжения с частичным углом охвата в условиях упругих деформаций.
6. Установленные закономерности в зависимостях характеристик локального линейного контакта (минимальной толщины смазочного слоя, максимального давления, коэффициента трения) от коэффициента жесткости.
7. Разработанную инженерную методику расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимального давления в локальном линейном контакте.
8. Результаты численного анализа процесса формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя при смазке, обладающей вязкоупругими свойствами.

Личный вклад соискателя. Соискателем получены все результаты, составляющие научную новизну и практическую значимость работы, и положения, выносимые на защиту.

Достоверность и апробация научных результатов. Применительно к радиальным подшипникам скольжения достоверность полученных результатов основывается на хорошем совпадении результатов численных расчетов и результатов экспериментальных исследований крупногабаритных подшипников скольжения. Применительно к узлам трения с локальным линейным контактом трущихся поверхностей достоверность полученных результатов основывается на корректности постановок решаемых задач, строгости аналитических решений, совпадении полученных численных решений с известными решениями, совпадении предельных решений, полученных численными методами, с соответствующими аналитическими решениями, близости результатов расчетов с известными экспериментальными данными.

Материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

XV международной научно-технической конференции «Трибология машиностроению 2024» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2024 г.); XIV международной

научно-технической конференции «Трибология машиностроению 2022» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2022 г.); XIII международной научно-технической конференции «Трибология машиностроению» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2020 г.); VI международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2019); XII международной научно-технической конференции «Трибология машиностроению» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2018 г.); семинаре «Механика деформируемого твердого тела» (Москва, Институт Механики МГУ, 2017); Международной научно-технической конференции «Полимерные композиты и трибология» (ПОЛИКОМТРИБ-2017, Гомель, Беларусь, 2017); XI международной научно-технической конференции «Трибология машиностроению» (г. Москва, ИМАШ РАН, 2016 г.); Международной научно-технической конференции «Механика и трибология транспортных систем» (г. Ростов-на-Дону, 2016 г.); Международном научном симпозиуме «Гидродинамическая Теория Смазки XXXI» (г. Орел, 2016, 26-28 май); 15th Nordic Symposium on Tribology (12 – 15 June, 2012, Trondheim, Norway); XXXIX Summer School - Conference “Advanced Problems in Mechanics”(St.Petersburg (Repino), 2011); Советско - Американской конференции с международным участием «Новые материалы и технологии в трибологии» (Минск, Республика Беларусь, 1992 г.); V Всесоюзной конференции «Контактная Гидродинамика (г. Самара, 1991 г.); Всесоюзной научно-технической конференции «Обеспечение надежности узлов трения машин» (г. Ворошиловград, 1988 г.)

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликована одна монография в соавторстве и 51 научная работа. Из них 22 научных работы опубликованы в журналах из перечня ВАК, 13 научных работ, индексируемых в Scopus и Web of Science (11 из них являются переводными статьями статей из перечня ВАК), 12 статей в сборниках и трудах международных конференций, 4 статьи в других изданиях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложения.

Работа изложена на 356 страницах, иллюстрирована 151 рисунком. Список цитируемой литературы содержит 154 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обоснована актуальность темы работы, научная новизна и практическая значимость результатов. Сформулирована цель работы. Приведен обзор литературы по данной тематике.

В первой главе рассмотрены задачи теории смазки радиальных и упорных подшипников скольжения с учетом деформаций элементов подшипника. По способу подачи смазочного материала радиальные гидродинамические подшипники скольжения жидкостного трения можно разделить на 2 группы: подшипники скольжения с полным углом охвата (с углом охвата 360°) и подшипники скольжения с частичным углом охвата.

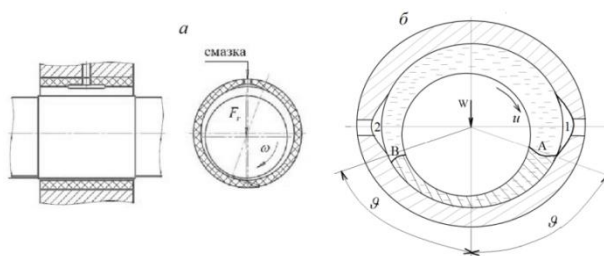


Рис. 1. Схема радиального гидродинамического подшипника скольжения с полным углом охвата (а) и с частичным углом охвата (б)

В подшипниках с полным углом охвата (рис.1а) смазка подается в зазор под небольшим давлением через отверстие. При вращении вала (цапфы, шипа) смазка, прилипая к его поверхности, благодаря вязкости вовлекается в зазор. То есть вал действует как насос, поддерживая непрерывную циркуляцию масла.

Несущая часть смазочного слоя, т.е. та его часть, в которой развивается избыточное давление, будет располагаться в окрестности минимального зазора, причем протяженность несущей дуги в конфузорной части зазора будет значительно больше, чем в его диффузорной части.

В подшипниках с частичным углом охвата (рис. 1б) смазка подается под невысоким давлением во входной 1 и в выходной 2 карманы. При вращении вала смазка затягивается в зазор, в ней создается высокое давление и

происходит интенсивное тепловыделение. Часть тепла, выделившегося в рабочей зоне подшипника, уходит в окружающие масло тела, а остальная часть - уносится из рабочей зоны маслом. При этом часть масла попадает в выходной карман 2, а другая часть – вытекает из зазора через торцы.

В выходной карман 2 попадает разогретая смазка из рабочей зоны, а также подается охлажденная смазка под невысоким давлением при низкой температуре. Смазка перемешивается и дополнительно разогревается теплом, поступающим из разогретого вала.

Предельными случаями задачи о смазке деформируемых тел являются задачи о смазке жестких тел и задачи о контакте деформируемых тел при отсутствии смазки. Исследование данных предельных задач представляет интерес, так как их решения могут быть использованы для расчета проектируемых узлов трения. Кроме того, решения задач о смазке деформируемых тел при предельных переходах должны переходить в решения указанных задач, что может быть использовано для проверки точности получаемых решений.

Плоская задача о течении вязкой жидкости между двумя эксцентричными цилиндрическими поверхностями рассматривалась Н. Е. Жуковским и С. А. Чаплыгиным, М. В. Коровчинским, М. А. Галаховым и др. В работах данных авторов использовалась расчетная схема подшипника с полным углом охвата. При этом рассматривались два варианта. В первом варианте зазор полностью заполнен смазочным материалом. При заданной форме зазора получено аналитическое выражение для распределения давления.

Во втором варианте предполагалось частичное заполнение зазора смазочным материалом, и задавался коэффициент заполнения зазора. После интегрирования уравнения Рейнольдса задача сводится к решению двух нелинейных алгебраических уравнений относительно координат граничных точек области, занимаемой смазочным слоем.

Оба полученных решения не могут применяться для расчета подшипников с частичным углом охвата, в котором координата входной граничной точки

смазочного слоя определяется входным карманом, а обрыв смазочного слоя может происходить, либо не доходя до выходного кармана, либо на кромке выходного кармана.

В диссертации приведено решение задачи, которое можно использовать как для подшипников с полным углом охвата, так и для подшипников с частичным углом охвата. При этом задача сведена к системе двух, или трех нелинейных алгебраических уравнений. Количество уравнений зависит от конструкции подшипника (с полным, или частичным углом охвата) и от места обрыва смазочного слоя (на входной кромке выходного кармана, или не доходя до него). Приведены семейства кривых, позволяющие проводить расчеты, не решая систему нелинейных алгебраических уравнений.

Получено решение уравнений теории упругости относительно упругих перемещений поверхностей кругового кольца при заданном произвольном распределении напряжений по поверхностям. Выражения получены путем решения уравнений теории упругости методами теории функций комплексной переменной. Полученные выражения могут быть использованы при разработке математических моделей опор скольжения.

Рассмотрена плоская задача о смазке неметаллических радиальных подшипников скольжения с учетом деформаций вкладыша. Зависимости коэффициента нагруженности $B = W\Delta^2 / (6\mu_0 u R^2)$ от коэффициента податливости $\alpha = 6 \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{1-\nu} \frac{\mu_0 u \varepsilon R}{E\Delta^3}$ характеризуют влияние упругости втулки на несущую способность смазочного слоя, так как параметр B не зависит от модуля упругости втулки, а параметр α обратно пропорционален модулю упругости. Здесь W - нагрузка на единицу длины подшипника, ε - толщина вкладыша, ν, E - коэффициент Пуассона и модуль упругости вкладыша, Δ - радиальный зазор, R - радиус вала, μ_0 - вязкость смазочного материала, u - скорость скольжения.

В диссертации приведен метод численного решения, обеспечивающий получение результата вплоть до предельных значений коэффициента

нагруженности, при которых наступает непосредственный контакт поверхностей. Метод может быть применен как для подшипников с полным углом охвата, так и для подшипников с частичным углом охвата.

Приведено семейство кривых зависимостей $B(\alpha)$ при различных значениях $H_{\min} = h_{\min}/\Delta$, где $h_{\min}$ - минимальное значение толщины смазочного слоя. Из приведенных зависимостей следует, что несущая способность подшипника с частичным углом охвата при заданной минимальной толщине смазочного слоя с ростом упругой податливости вкладыша растет, достигает максимума, а затем падает.

Для подшипника с углом охвата $\theta = 2\pi/3$ зависимость $B(\alpha)$ приведена на рис. 2 а. На рис. 2.б приведены зависимости параметра $\bar{f}_t = (\psi W / \mu_0 \omega R) f_t$ от параметра α . Здесь f_t - коэффициент трения, $\psi = \Delta/R$ - относительный радиальный зазор. Деформации способствуют росту коэффициента трения. Это обусловлено тем, что деформации выравнивают зазор, уменьшая его на входе в область высокого давления.

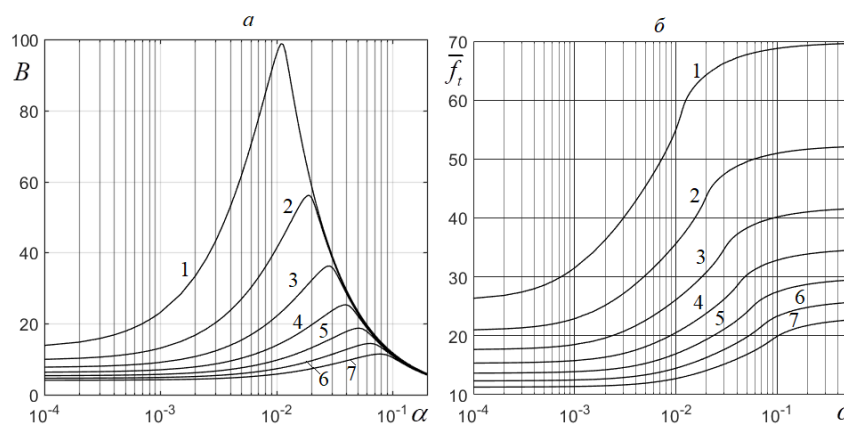


Рис. 2. Зависимости коэффициента нагруженности B и коэффициента $\bar{f}_t$ от параметра α .
Кривая 1 – $H_{\min}=0.03$, 2 - $H_{\min}=0.04$, 3 - $H_{\min}=0.05$, 4 - $H_{\min}=0.06$, 5 - $H_{\min}=0.07$, 6 - $H_{\min}=0.08$, 7 - $H_{\min}=0.09$

Из приведенных в диссертации результатов расчетов следует, что значительное повышение нагрузочной способности подшипника за счет деформаций можно получить только при эксцентриситете, превышающем

радиальный зазор. При этом повышение нагрузочной способности подшипника может быть многократным (более чем в пять раз).

Получено аналитическое решение задачи при больших деформациях вкладыша. Получено выражение для максимальной несущей способности, которую может обеспечить смазочный слой с заданной минимальной толщиной $h_{\min}$ в гидродинамическом подшипнике скольжения с деформируемым тонким вкладышем в виде $W_* = \frac{\theta - \sin \theta \cos \theta}{\cos \theta} \frac{1 - \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \frac{(\Delta - h_{\min})ER}{\varepsilon}$.

Исследовано влияние роста вязкости смазки с ростом давления на несущую способность подшипника. Показано слабое влияние роста вязкости смазки с ростом давления.

Рассмотрена плоская изотермическая УГД задача смазки подшипника с частичным углом охвата, моделируемым контактом упругого вала и упругого пространства с цилиндрическим вырезом. В отличие от рассмотренных до настоящего времени моделей подшипника жидкостного трения деформации его элементов определяются решением задач теории упругости. Изложен метод численного решения задачи, обеспечивающий получение результата вплоть до предельных значений эксцентриситета, при которых наступает непосредственный контакт поверхностей. Проведен анализ влияния деформаций на несущую способность подшипника, из которого следует, что также как и в подшипнике с тонким вкладышем при заданной минимальной толщине смазочного слоя с ростом коэффициента податливости $\alpha = 48\mu_0 u R^2 / (\Delta^3 E')$ коэффициент нагруженности $B = W \Delta^2 / (6\mu_0 u R^2)$ растет, достигает максимума, а затем падает. Величина возрастания несущей способности подшипника вследствие деформаций зависит от минимальной толщины смазочного слоя. Для подшипника с углом охвата $2\pi/3$ при значении $H_{\min}=0.1$ несущая способность повышается в два раза, а при $H_{\min}=0.01$ более чем в 9 раз.

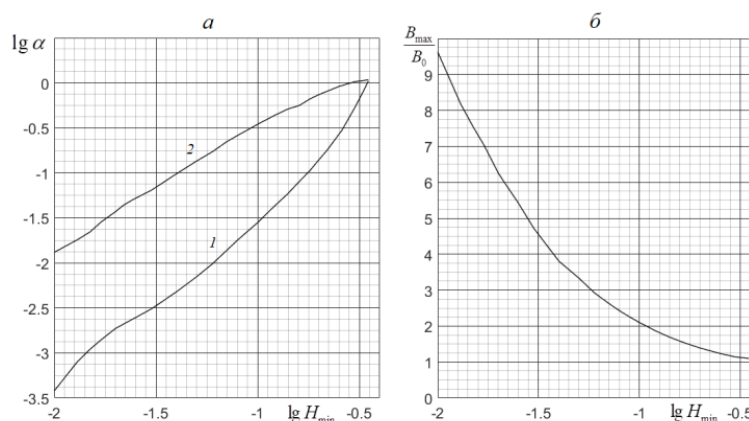


Рис. 3.

На рис. 3б приведена зависимость отношения максимального значения коэффициента нагруженности $B_{\max}$ к его значению при не учете деформаций B_0 от $H_{\min}$. Из приведенных результатов следует, что при $H_{\min} > 0.35$ деформации слабо влияют на несущую способность подшипника и этим влиянием можно пренебречь.

На рис. 3а (кривая 2) приведена зависимость коэффициента податливости, при котором деформации максимально повышают несущую способность подшипника, от параметра $H_{\min}$. Кривая 1 – график зависимости коэффициента податливости, при котором деформации увеличивают несущую способность на 10 процентов, от параметра $H_{\min}$. При значениях α и $H_{\min}$, при которых точки с данными координатами на рис. 3а расположены ниже кривой 1, влияние деформаций мало (не более чем на 10 процентов) и ими можно пренебречь. Приведенные выше результаты получены при угле охвата подшипника $2\pi/3$. Из приведенных на рис. 3 результатов следует, что в интервале значений $0.01 \leq H_{\min} \leq 0.35$ и при значениях $\alpha \leq H_{\min} (0.053 + 0.336H_{\min} + 34.4H_{\min}^2 - 193H_{\min}^3 + 458H_{\min}^4)$ деформации можно не учитывать.

В диссертации приведены семейства кривых зависимостей коэффициента нагруженности B от коэффициента податливости при постоянных значениях $H_{\min}$. Приведенные семейства кривых могут быть использованы для оценки

минимальной толщины смазочного слоя для опор валков прокатных станов при не высоких скоростях. Часть из этих кривых приведена на рис. 4а.

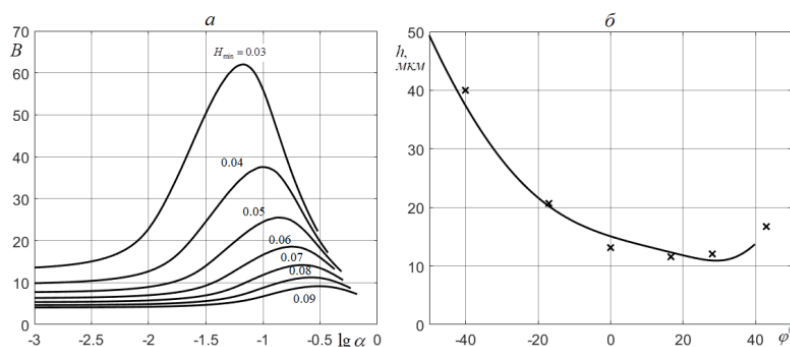


Рис. 4.

Приведены примеры расчета подшипников с использованием представленных семейств кривых. На рис. 4б приведена теоретическая зависимость $h(\varphi)$ для подшипника с параметрами: угол охвата $\pi/3$, диаметр 0.275 м., длина подшипника $L = 0.26$ м., $E = 220$ ГПа, $\nu = 0.3$, $\psi = 7.25 \cdot 10^{-4}$, $u = 1$ м/с, нагрузка $Q = 4.6 \cdot 10^5$ Н, масло T_{22} , $\mu_{40} = 0.03$ Па·с и экспериментальные результаты (обозначены крестиками). Расчеты по семейству кривых дали $h_{\min} = 11$ мкм. Приведенные результаты показывают, что расчеты по семействам кривых обеспечивают высокую точность при малых скоростях.

Рассмотрена математическая модель радиального подшипника в виде упругого вала и упругой втулки при наличии тонкого вкладыша с малым модулем упругости. Показано, что введением тонкого упругого вкладыша можно значительно (более чем на 30 процентов) повысить несущую способность подшипника при фиксированной минимальной толщине смазочного слоя.

Разработана плоская математическая модель радиального подшипника с частичным углом охвата с учетом деформаций вала и корпуса и тепловых процессов, протекающих в подшипнике. В модели учтены результаты проведенного анализа тепловых процессов, протекающих в подшипнике. Анализ показал, что теплопередачей в неподвижную втулку можно пренебречь, а в вал необходимо учитывать. Также необходимо учитывать изменение температуры поверхности вала, которое может достигать нескольких

десятков градусов. Принимается, что температура сливаемого масла равна температуре масла в масляных карманах. Эта температура определяется путем решения уравнения теплового баланса. Рассмотрены два варианта определения данной температуры: расход смазочного материала задан, и расход смазочного материала вычисляется. Учитывается изменение вязкости смазочного материала по толщине смазочного слоя и по угловой координате. Основные уравнения модели в безразмерном виде имеют вид

$$H(\varphi) = 1 - \lambda \cos(\varphi - \varphi_\delta) - \frac{1}{2\pi} \int_{-\theta}^{\varphi_\zeta} q(\xi) \left[\cos(\varphi - \xi) \ln \left| \sin \frac{\varphi - \xi}{2} \right| - \frac{1}{4} \right] d\xi,$$

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\bar{\rho} F_2(\varphi) H^3 \frac{dq}{d\varphi} \right) - \alpha \frac{d}{d\varphi} \left(\bar{\rho} H \frac{F_3(\varphi)}{F_1(\varphi)} \right) = 0, \quad F_2(\varphi) = 12 \left(\int_0^1 \frac{y^2}{\bar{\mu}(\varphi, y)} dy - \frac{(F_3(\varphi))^2}{F_1(\varphi)} \right), \quad F_1(\varphi) = \int_0^1 \frac{dy}{\bar{\mu}(\varphi, y)},$$

$$F_3(\varphi) = \int_0^1 \frac{y dy}{\bar{\mu}(\varphi, y)}, \quad \bar{\mu}(\varphi, y) = \left(\frac{1}{t_c t(\varphi, y)} \right)^m \exp(Gq(\varphi)), \quad (t_c - 1) = K_2 q_T / t_c^m, \text{ если расход}$$

смазочного материала задан и равен Q , и $(t_c - 1) = K_2' q_T' / t_c^{2m}$, если расход

смазочного материала определяется в процессе расчетов,

$$H^2 \bar{u}_\varphi \frac{\partial t}{\partial \varphi} = \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \Lambda \frac{\bar{\mu}}{t_c} \left(\frac{\partial \bar{u}_\varphi}{\partial y} \right)^2, \quad Pe = \frac{\rho_0 c u \Delta^2}{\lambda R}, \quad \Lambda = \frac{\mu_0 u R}{\Delta^2 \rho_0 c T_0}, \quad K_2 = \frac{L \mu_{\text{ex}} u^2}{\rho_0 c Q T_{\text{ex}} \psi}$$

$$\bar{u}_\varphi = 1 - \frac{I_1(\varphi, \bar{y})}{I_1(\varphi, 1)} - \frac{6H^2 t_c^m}{\alpha \exp(Gp)} \frac{\partial q}{\partial \varphi} \left[\frac{I_2(\varphi, 1)}{I_1(\varphi, 1)} I_1(\varphi, \bar{y}) - I_2(\varphi, \bar{y}) \right], \quad I_1(\varphi, \bar{y}) = \int_0^{\bar{y}} (t(\varphi, \xi))^m d\xi,$$

$$t(\varphi, 0) = 1 + K \int_{-\theta}^{\varphi} \frac{\frac{\partial t(\varphi, y)}{\partial y} \Big|_{y=0}}{H(\varphi) \sqrt{\varphi - \xi}} d\xi, \quad K = \frac{a_2 \lambda}{\sqrt{\pi} \lambda_2 \psi R} \sqrt{\frac{R}{u}}, \quad q_T = \int_{-\theta}^{\varphi_\zeta} \left(\int_0^1 \frac{\exp(Gq)}{t^m} \left(\frac{\partial \bar{u}_\varphi}{\partial y} \right)^2 d\bar{y} \right) d\varphi.$$

Изложен метод численного решения приведенной математической модели. Исследовано влияние тепловыделения в смазочном слое на характеристики подшипника. Установлено, что деформации поверхностей трения и тепловые процессы в подшипнике необходимо рассматривать совместно с учетом их взаимного влияния друг на друга.

Рассмотрена пространственная неизотермическая УГД задача смазки радиального подшипника скольжения с частичным углом охвата. Деформации корпуса определяются методом конечных элементов. При этом область корпуса разбивается на элементы, представляющие собой

параллелепипеды. Деформации вала определяются из решения плоской задачи теории упругости.

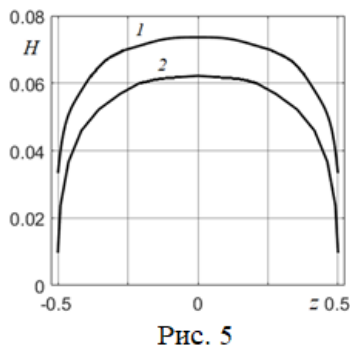


Рис. 5

На рис. 5 приведены зависимости $H(z)$ при значении угловой координаты, при которой толщина смазочного слоя принимает минимальное значение. Расчеты проводились при значениях безразмерных параметров: $\alpha = 0.12$, $B = 7$ (кривая 1) и $\alpha = 0.1$, $B = 12$ (кривая 2). Приведенные результаты демонстрируют, что толщина смазочного слоя в торцах подшипника может быть значительно ниже толщины смазочного слоя в среднем сечении. Толщина смазочного слоя в торцах подшипника, а также максимальная температура смазочного слоя определяют предельную несущую способность подшипника. Их точное определение при проектировании является необходимым условием успешной работы подшипника в процессе эксплуатации.

Приведено семейство кривых зависимости отношения $k = H_{\min}^t / H_{\min}$ от коэффициента нагруженности B при разных значениях коэффициента податливости α . Здесь $H_{\min}^t$ - минимальная по угловой координате толщина смазочного слоя в торцах подшипника, $H_{\min}$ - минимальная по угловой координате толщина смазочного слоя в среднем сечении. По этим кривым можно оценить минимальную толщину смазочного слоя в торцах подшипника после решения неизотермической плоской задачи.

Рассмотрена УГД задача для упорного подшипника скольжения. Показано, что деформации подушки в реверсивных подшипниках скольжения могут значительно (более чем в два раза) повысить несущую способность смазочного слоя. Приведенные в диссертации семейства кривых могут быть использованы при расчетах реверсивных упорных подшипников скольжения на стадии проектирования.

Во второй главе рассмотрены стационарные задачи теории смазки упругих тел при линейном локальном контакте.

Рассмотрен смазочный слой между жесткими телами с тонкими упругими покрытиями. В случае тонких упругих покрытий, когда перемещение поверхности в какой-либо точке пропорционально давлению в этой точке, данная задача рассматривалась многими авторами (А.И. Беспорточный, М.А. Галахов, Д.С. Коднир, И.И. Кудиш и др.). Однако подробного исследования решения задачи в широком интервале изменения исходных данных при переходе от одного предельного случая к другому произведено не было.

Показано, что в случае тонких упругих покрытий второй максимум давления при смазке неньютоновскими жидкостями отсутствует (при смазке ньютоновскими жидкостями отсутствие второго максимума давления доказано А.И. Беспорточным). Близость к указанным предельным случаям при этом определяется значением числа жесткости $V = \frac{64\mu_0 u R^2}{W} \left(\frac{2E'}{3WR\Delta} \right)^{\frac{2}{3}}$, где Δ - толщина покрытия. При $V \rightarrow 0$ решение задачи переходит в решение задачи о сухом контакте деформируемых тел, а при $V \rightarrow \infty$ - в решение задачи о смазке жестких цилиндров.

Приведен новый метод численного решения задачи, позволяющий получить решение задачи в широком интервале значений входных параметров.

Впервые получены и приведены в работе графики, иллюстрирующие влияние деформаций упругого покрытия на толщину смазочного слоя при изменении входных параметров от одного предельного случая до другого предельного случая. Показано, что деформации могут повышать толщину смазочного слоя в десятки раз, понижая при этом максимальное давление в смазочном слое в десятки раз. Приведены семейства кривых, позволяющие находить приближенные значения минимальной толщины смазочного слоя при

значениях $0 < V < V_\infty$, где V_∞ - значением параметра V , выше которого для расчета можно использовать решение задачи для жестких тел.

Приведен пример, показывающий, что ведение упругого покрытия повышает минимальную толщину смазочного слоя в 51.4 раза, понижая при этом максимальное давление в 67.1 раз. Показано, что упругий слой способствует повышению коэффициента трения скольжения. При повышении податливости упругого слоя минимальная толщина смазочного слоя растет и это способствует понижению коэффициента трения скольжения. Однако при этом расширяется область, в которой толщина смазочного слоя принимает значения, близкие к значению минимальной толщины. Смазочный слой в области высокого давления стремится принять форму клина с малым углом наклона. Эти изменения приводят к росту коэффициента трения скольжения. С ростом влияния давления на вязкость смазочного материала происходит рост толщины смазочного слоя в области высокого давления, что способствует понижению коэффициента трения скольжения. Однако при этом существенно возрастает вязкость смазки и, соответственно, касательные напряжения, что ведет к повышению коэффициента трения. В результате коэффициент трения может возрастать в некотором интервале изменения параметра V .

Рассмотрена ньютоновская смазка упругих цилиндров. В диссертации предложен метод численного решения задачи, позволяющий получить решение в широком интервале коэффициента жесткости $V = 3\pi^2 \mu_0 u R' E' / W^2$, где переменные имеют тот же смысл, что и в предыдущем разделе. Проведен анализ решения задачи во всем диапазоне изменения коэффициента жесткости, от одного предельного случая до другого предельного случая. Показано, что второй максимум давления имеет место при высоких значениях параметра $G = \alpha_p \sqrt{WE' / 2\pi R}$ и в некотором интервале изменения параметра V , т. е. при значениях $V_1 < V < V_2$. Переменная α_p есть коэффициент зависимости вязкости μ от давления p , которая принимается в виде закона Баруса. При значениях

$V < V_1$ функция распределения давления близка к распределению давления в случае сухого контакта тел, имеющему один максимум.

Впервые приведена закономерность в изменении давления, имеющая место при переходе от решения ГД задачи к решению задачи о контакте упругих тел при отсутствии смазки. Максимум давления растет и сдвигается вправо. Затем появляется второй максимум в окрестности точки $x=0$, который в теории смазки считается основным, а первый максимум становится «вторым пиком давления». Далее основной максимум движется влево, стремясь занять положение $x=0$, а второй пик давления движется вправо, к выходной точке смазочного слоя, понижаясь при этом, и исчезает.

Приведены графики, позволяющие проводить приближенные расчеты минимальной толщины смазочного слоя и максимального давления в смазочном слое в широком диапазоне нагрузок и скоростей. Показано, что при выполнении условия $\lg V < -0.9$ (или $\mu_0 u R' E' / W^2 < 0.0042$) давление в смазочном слое близко к максимальному значению, как при отсутствии смазки (давление по Герцу). Кроме того, при выполнении условий $0.5 < \lg V < 0.85$, $G > 17$ (или $0.1 < \mu_0 u R' E' / W^2 < 0.24$, $\alpha_p p_g > 17$) давление в смазочном слое выше давления по Герцу более чем в 1.6 раза. Влияние деформаций на коэффициент трения аналогично влиянию в случае жестких тел с тонкими упругими покрытиями.

Приведено сопоставление результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя в контакте роликов с экспериментальными данными (Sibley L. B., Orcutt F. K.). Эксперимент проводился при следующих условиях: $R' = 3.66 \text{ см}$, $p_g = 1.25 \text{ ГПа}$, $E = 2.2 \text{ ГПа}$, $\nu = 0.3$, масло Silicon lubricant, $\mu_0 = 0.0234 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $\alpha_p = 7 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$. В эксперименте изменялась скорость качения и измерялась минимальная толщина смазочного слоя. При этом температура в области контакта поддерживалась постоянной, при которой вязкость масла равна указанной. На рис. 6 приведены результаты расчетов по изложенной выше методике (кривая 1), по формуле М. А. Галахова (кривая 2). Экспериментальные данные обозначены звездочками. Пунктирная кривая 3

есть график зависимости толщины смазочного слоя в месте его обрыва h_0^* от скорости, построенный по формуле, полученной в работах А. М. Эртеля и А. Н. Грубина. В приведенных на рис. 6 результатах параметр V изменяется в пределах $0.018 \leq V \leq 0.051$. При этих значениях параметра V второй максимум давления существует, но он ниже давления по теории Герца p_g

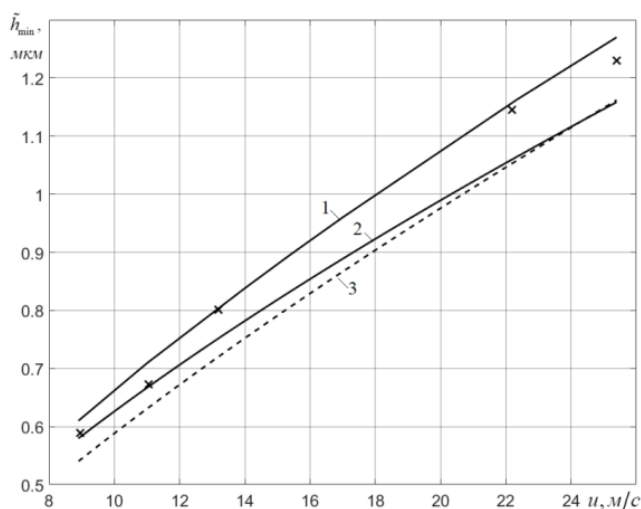


Рис. 6. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в контакте роликов от скорости.

Кривая 1 — получена путем расчетов по изложенной выше методике; звездочки — экспериментальные данные; 2 — получена по формуле М. А. Галахова; 3 — зависимость $h_0^*(u)$ по формуле А. М. Эртеля, А. Н. Грубина.

В работе Sibley L. B. и др. отмечено, что формула А. М. Эртеля и А. Н. Грубина дает заниженные значения толщины смазочного слоя.

Приведен пример расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимального давления в контакте наиболее нагруженного ролика с наружным кольцом в подшипнике, работающем в буксовом узле железнодорожного вагона. Расчеты проводились при различных радиальных нагрузках на подшипник.

Приведен пример расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимального давления в нем в контакте зубьев прямозубой цилиндрической передачи. В приведенном расчете максимальное давление в 1.34 раза превышает давление по теории Герца.

В работе исследовано влияние деформаций на шероховатость поверхностей в области высокого давления. Показано, что деформации

уменьшают высоту микронеровностей в области высокого давления. Уменьшение может быть более чем в два раза.

Рассмотрен смазываемый контакт упругих цилиндров при наличии покрытия из вязкоупругого материала. Исследование влияния вязкоупругих свойств покрытий на характеристики смазываемого контакта проводилось в работе И.Г. Горячевой и др. (Goryacheva, I.G. Viscoelastic effects in lubricated contacts / Goryacheva I.G., Sadeghi F., Xu G. // Wear. – 1996. – V. 198. - P. 307–312). В работе показано, что кривая зависимости коэффициента трения от скорости качения имеет минимум, то есть имеет вид кривой Штрибека. В качестве модели покрытия использовалась одномерная линейная модель Максвелла с одним временем релаксации. В диссертации в качестве реологической модели вязкоупругих слоев принята одномерная модель Кельвина с двумя временами релаксации.

Проведен анализ влияния тонкого упругого покрытия с малым модулем упругости на характеристики смазочного слоя. Показано, что тонкое упругое покрытие слабо влияет на минимальную толщину смазочного слоя, однако сильно влияет на максимальное давление в смазочном слое, понижая его. Проведен анализ влияния вязкоупругих свойств покрытия на минимальную толщину смазочного слоя и максимальное давление в нем.

Исследовано влияние неньютоновских свойств смазочного материала на давление и толщину смазочного слоя. Изложен метод численного решения упруго-гидродинамических задач теории смазки в случае, когда смазка проявляет неньютоновские свойства. Использовалась модель Эйринга. Приведены результаты численных расчетов, демонстрирующие влияние параметров модели на характеристики смазочного слоя. Показано, что ограничение касательных напряжений в модели Эйринга приводит к падению толщины смазочного слоя. Максимальное давление при этом в области изменения входных параметров, в которой второй пик давления отсутствует или мал, растет. Однако при наличии второго пика давления максимальное

давление может падать с ростом влияния ограничения касательных напряжений. Это обусловлено уменьшением высоты второго пика давления.

Для модели Эйринга проведен анализ влияния скорости скольжения на минимальную толщину смазочного слоя и максимальное давление. Характер данных зависимостей является сложным и существенно зависит от значения параметра V .

В третьей главе рассмотрены нестационарные задачи упруго-гидродинамической теории смазки. Расчет реверсивного режима работы особенно актуален для опор скольжения реверсивных прокатных станов. До настоящего времени реверсивный режим для радиальных подшипников скольжения с учетом деформаций поверхностей трения не рассматривался. Одной из задач расчета реверсивного режима подшипника является определение максимального периода, при котором обеспечивается жидкостной режим. При уменьшении периода реверсивного движения минимальная толщина смазочного слоя при нулевой скорости возрастает.

В диссертации рассмотрен реверсивный режим работы подшипника скольжения. Рассмотрены две плоские модели подшипника: жесткие вал и втулка с тонким упругим вкладышем и внутренний контакт упругих тел.

В модели с тонким упругим вкладышем установлено, что в моменты времени, когда скорость близка к нулю, поверхности деформируются так, что имеется широкая область, в которой толщина смазки близка к постоянной толщине. В эти моменты времени давление создается за счет сдавливания пленки. Показано, что режим жидкостного трения может быть обеспечен в течение всего периода. В случае обоих упругих тел на границах широкой области зазор уменьшается, и смазка встречает сопротивление при вытекании из этой области. Приведено сопоставление результатов расчета максимального периода реверсивного режима по методике, используемой до настоящего времени, с результатами расчета по приведенной в диссертации методике.

Расчеты проведены для подшипника с параметрами: $\theta = \pi/3$, $d = 1\text{ м}$, $L = 0.75\text{ м}$, $E = 220\text{ ГПа}$, $\nu = 0.3$, $\psi = 0.00035$, $u_0 = 0.366\text{ м/с}$, нагрузка $Q = 8\text{ Мн}$,

$\mu_0 = 0.285 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Для данного подшипника критическая величина зазора, обеспечивающего полное разделение поверхностей, равна $h_{кр} = 10.2 \text{ мкм}$.

По классической методике, в которой не учитываются вращение вала и деформации поверхностей, период реверсивного движения, при котором обеспечивается гидродинамический режим, должен удовлетворять условию $T \leq 14 \text{ сек}$.

Расчеты по приведенной в диссертации методике дали период реверсивного движения равен $T = 1106 \text{ сек}$, что в 78 раз выше значения, полученного при расчете без учета деформаций и вращения вала. Если учесть вращение вала, но не учитывать деформации, уровень повышения за счет деформаций станет равным 29. Из результатов расчетов следует, что после смены направления толщина смазочного слоя еще некоторое время (порядка 20 секунд) продолжает убывать, достигает своего минимума, равного 10.2 мкм, а затем возрастает. После смены направления вращения происходит перестройка формы зазора в виде волнового процесса.

Пусть $k = T_{m,d} / T_{m,0}$, где $T_{m,d}$ - расчетное значение максимального периода реверсивного движения в жидкостном режиме с учетом деформаций, $T_{m,0}$ - расчетное значение максимального периода реверсивного движения в жидкостном режиме без учета деформаций, но при учете вращения вала. Значение k зависит от коэффициента нагруженности B , коэффициента податливости α и от отношения критического значения минимальной толщины смазочного слоя к радиальному зазору ($H_{кр} = h_{кр} / \Delta$). При значениях $B = 2$, $H_{кр} = 0.06$ в интервале $0.01 < \alpha \leq 1$ для параметра k получено выражение $k = 0.58 + 46.4\alpha - 17.2\alpha^2$. Значение k при этом варьируется от 1.04 до 29.7.

Проведено исследование влияния вязкоупругих свойств смазки на процесс формирования смазочного слоя в локальном контакте цилиндров при движении из состояния покоя. Данный процесс изучался экспериментально в работе Glovena R. P., Spikes H. A. Elastohydrodynamic film

formation at the start-up of the motion // Proc. of I. MECH. E. Part J. J. of Eng. Tribology. — 2001 (215), 125—138. В ней показано, что в начальный момент движения большинство смазочных жидкостей образуют фронт, который распространяется по направлению движения поверхностей с почти неизменной формой. В работе Holmes MJA, Evans HP and Snidle RW. Comparison of transient EHL calculations with a start-up experiment // Proceedings of the 29th Leeds-Lyon symposium on Tribology, Leeds, 2002, pp.79–89 предложена математическая модель процесса формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя и приведено сопоставление результатов расчета по этой модели с экспериментальными данными. Сопоставление показало, что теоретические исследования дали высоту фронта, значительно ниже экспериментальной.

В диссертации построена модель данного процесса с учетом упругих свойств смазочного материала. В модели вся область контакта до разделения поверхностей делится на три области: область непосредственного соприкосновения поверхностей, переходную область, в которой поверхности разделены, но смазочный материал не является жидким, и область гидродинамической смазки. В области гидродинамической смазки используется модель реологическая модель Максвелла смазочного материала. В отличие от работ других авторов, в предложенной в диссертации модели скорость движения смазочного материала до полного разъединения поверхностей не предполагается равной скорости поверхностей, а определяется при решении задачи.

Результаты расчетов по предложенной модели показали, что после начала движения поверхностей повышается давление в смазочном материале в окрестности входной граничной точки области непосредственного контакта поверхностей. Разъединение поверхностей и движение смазочного материала начинается через некоторое время после начала движения поверхностей. В течение этого времени на входе образуется фронт смазочного материала, при формировании которого большую роль играют упругие свойства жидкой

смазки, повышая высоту фронта. После разделения поверхностей на протяжении половины начальной области контакта влияние упругих свойств жидкости исчезает.

В четвертой главе приведены инженерные методики расчета гидродинамических узлов трения, полученные путем обработки большого количества решений задач теории смазки деформируемых тел.

Инженерная методика расчета опор валков прокатных станов. Методика позволяет определить минимальную толщину смазочного слоя в среднем сечении, перпендикулярном оси подшипника, минимальную толщину смазочного слоя в торцах подшипника и температуру смазки на входе в рабочий зазор и максимальную температуру в смазочном слое. Методика применима для подшипников с углом охвата $2\pi/3$ и при отношении длины подшипника к диаметру 0.75. Минимальная толщина смазочного слоя определяется итерациями. На каждой итерации при заданном значении минимальной толщины смазочного слоя сначала определяется температура сливаемого из подшипника масла путем решения итерациями нелинейного алгебраического уравнения. Уравнение решается графическим методом. При этом используется одна таблица одна кривая и четыре семейство кривых. После определения температуры сливаемого масла по семейству кривых определяется максимальная температура в смазочном слое. После этого по нескольким семействам кривых определяется новое значение минимальной толщины смазочного слоя. После данного расчета по приведенным в диссертации кривым можно определить минимальную толщину смазочного слоя в торцах.

В диссертации приведено сопоставление результатов расчетов по инженерной методике и опубликованных экспериментальных данных. Сопоставление показало хорошее совпадение.

Расчет подшипника по данной методике требует много вычислений. С целью удобства использования данной методики она запрограммирована в среде Матлаб. Коды программы приведены в диссертации.

Инженерная методика расчета локального УГД контакта. Методика позволяет определить минимальную толщину смазочного слоя и максимальное давление в локальном контакте при любых допустимых деформациях контактирующих поверхностей. Отметим, что до настоящего времени отсутствуют инженерные методики расчета максимального давления в контакте, используемого при расчетах на контактную прочность. Поэтому при расчетах на контактную прочность локального контакта используется давление, определяемое по теории Герца. В изложенной инженерной методике максимальное давление определяется с учетом второго пика давления, которое может значительно превышать Герцево давление.

Инженерная методика использует четыре семейства кривых. Методика запрограммирована в Mat Lab. Коды Mat Lab приведены в диссертации.

В пятой главе описаны экспериментальные следования подшипника серийного изготовления ЭЗТМ. Основная цель проведения опытов заключается в проверке правильности разработанного математического описания подшипника скольжения конечной длины, а также разработанной инженерной методики расчёта высокоскоростного и тяжело нагруженного подшипника. Опыты проводились на стенде Электростальского завода тяжелого машиностроения с диаметром подшипника 550мм. В процессе исследований измерялись следующие параметры: температура в зоне трения и температура масла на входе в подшипник; нагрузка на подшипник; частота вращения вала; давление масла на входе в подшипник,

Для измерения температуры в зоне трения на расстоянии 0,8 - 1,0 мм от поверхности трения втулки - вкладыша к баббиту своим спаем приваривались хромель - алюмелевые термопары, Общее количество термопар, заделанных во втулку равно 15. Термопары приваривались к баббиту с помощью специального прибора. Проведённый анализ показал, что полученная в опыте температура отличается от наибольшей по толщине смазочного слоя температуры в области расположения термопары на величину порядка 1⁰С. В связи с этим значение максимальной температуры, полученной в опыте в установившемся режиме,

мало отличается от максимальной температуры в смазочном слое. Исследования проводились на маслах Т – 30 и П - 28 в широком диапазоне скоростей и нагрузок. Экспериментальные данные показали, что при высоких скоростях перепад температуры масла в окружном направлении может достигать нескольких десятков градусов.

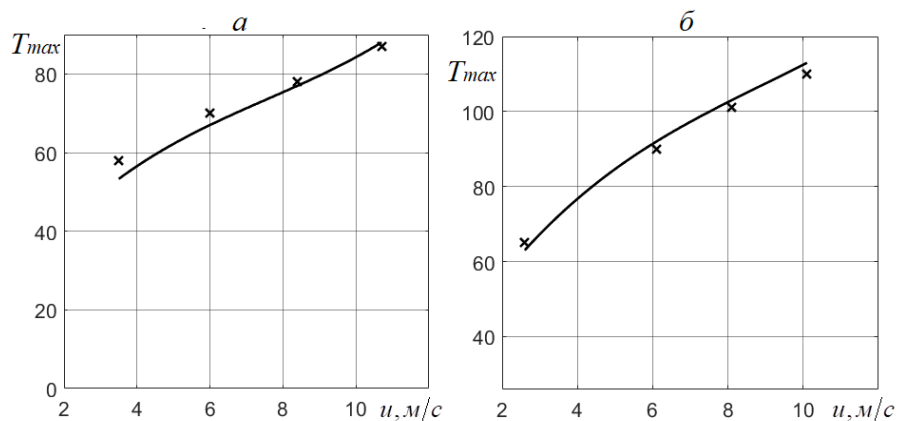


Рис. 7

На рис. 7 приведено сопоставление результатов теории и эксперимента в виде зависимости максимальной температуры в смазочном слое от скорости скольжения. На рис. 7а результаты получены на масле Т-30 при средней удельной нагрузке 11МПа, на рис. 7б – на масле П-28 при средней удельной нагрузке 10.5МПа.

Ниже приведены сопоставления теории и эксперимента из опубликованных источников.

В таблице приведено сопоставление теории и эксперимента по толщине смазочного слоя и по температуре для подшипников с параметрами: угол охвата $2\vartheta = 2\pi/3$, диаметр 0.18м, длина подшипника 0.135м, относительный радиальный зазор $\psi = 0.004$. Смазочный материал – масло T_{22} .

Скорость м/с	5	5	5	5	10	10
$K, \text{Мн/м}^2$	1.2	2.5	5	7.5	5	8
$Q_m, 10^{-4} \text{м}^3/\text{с}$	1.6	1.7	2.0	2.0	1.7	1.9
$h_{\min}, \text{мкм}, \text{эксперимент}$	24	12	8	5.5	10	6

$h_{\min}$, мкм, теория	27	13	7.1	5.2	8	5.8
$T_{\max}$, °K Эксперимент	321	328	336	343	344	350
$T_{\max}$, °K, Теория	317	325	332	340	350	352
Относительный Эксцентриситет λ	0.956	0.979	1.02	1.05	0.975	1.02

В эксперименте определялись минимальная толщина смазочного слоя, максимальная температура в смазочном слое, объемный расход смазки Q_m (общее количество масла, прокачиваемого через подшипник за единицу времени) и средняя удельная нагрузка в подшипнике K .

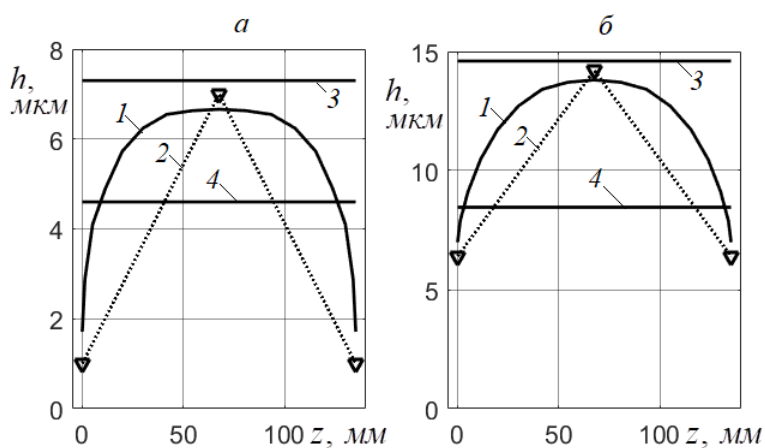


Рис. 8. Изменение толщины смазочного слоя вдоль оси подшипника в сечении $\varphi = \varphi_m$

На рис. 8 приведено сопоставление результатов расчета с экспериментальными результатами по толщине смазочного слоя для подшипника с параметрами: $\vartheta = \pi/3$, $d = 0.18\text{ м}$, длина $L = 0.135\text{ м}$, $\psi = 0.001$, нагрузка $W = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}$, средняя удельная нагрузка $K = 12.35 \text{ МПа}$, скорость $u = 0.4 \text{ м/с}$ (а), $u = 2.35 \text{ м/с}$ (б), смазка – масло МС-20, $\mu_0 = 0.24 \text{ Па} \cdot \text{с}$, $m = 2.85$.

Кривые 1 – решение пространственной задачи при значении $\varphi = \varphi_m$, при котором толщина смазочного слоя принимает наименьшее значение в области торцов, 2 – экспериментальные данные, 3 – минимальная толщина смазочного

слоя в решении плоской неизотермической УГД задачи, 4 – в решении ГД задачи без учета деформаций. Из приведенных результатов следует, что при высоких нагрузках значение минимальной толщины смазочного слоя в решении плоской УГД задачи близко к значению минимальной толщины в среднем сечении в решении пространственной задачи. Минимальная толщина в области торцов подшипника может быть значительно ниже минимальной толщины в среднем сечении. Она определяет предельную нагрузку подшипника в гидродинамическом режиме.

Приведенное сопоставление результатов расчета и экспериментальных данных по толщине смазочного слоя и по температуре показывает хорошее согласие теории и эксперимента, что подтверждает правильность разработанных выше математических моделей радиального подшипника жидкостного трения с частичным углом охвата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В научно-квалификационной работе решена научная проблема обеспечения несущей способности узлов жидкостного трения, имеющая важное хозяйственное значение, заключающееся в повышении качества проектирования изделий и снижении затрат на ремонт путем моделирования гидродинамических процессов с учетом деформаций.

Основные выводы выполненного диссертационного исследования:

1. Разработана уточненная математическая модель расчета минимальной толщины смазочного слоя и максимальной температуры в радиальном подшипнике скольжения жидкостного трения конечной длины с частичным углом охвата с учетом деформаций разделенных смазочным слоем поверхностей и тепловых процессов, протекающих в подшипнике.
2. Предложен метод совместного численного решения уравнений контактных деформаций и движения смазочного слоя, расширяющий область применения упругогидродинамических расчетов по модели по сравнению с известными

методами. Используя разработанный метод, проведено исследование влияния упругих деформаций в радиальных подшипниках с частичным углом охвата на несущую способность смазочного слоя. Установлено, что деформации повышают несущую способность. Уровень повышения зависит от минимальной толщины смазочного слоя и угла охвата подшипника и достигает десятикратного значения. При угле охвата $2\pi/3$ и при значении $H_{\min}=0.1$ несущая способность повышается в два раза, а при $H_{\min}=0.01$ более чем в 9 раз. В интервале значений $0.01 \leq H_{\min} \leq 0.35$ и при значениях коэффициента податливости $\alpha \leq H_{\min} (0.053 + 0.336H_{\min} + 34.4H_{\min}^2 - 193H_{\min}^3 + 458H_{\min}^4)$, а также при значениях $H_{\min} > 0.35$ расчеты следует выполнять без учета деформаций по гидродинамической (ГД) теории смазки.

3. Разработана методика расчета подшипников скольжения, позволяющая на стадии проектирования проводить расчеты опор валков прокатных станов в интервале средней удельной нагрузки от 1.2 МПа до 26 МПа и в широком интервале скоростей скольжения (до 30 м/с). Проведенные исследования серийного крупногабаритного тяжело нагруженного подшипника диаметром 550 мм, а также известные эксперименты показали удовлетворительную точность разработанной методики.

4. Предложен метод математического моделирования жидкостного режима трения в опорах валков реверсивных прокатных станов. Проведен анализ влияния деформаций на период реверсивного движения в жидкостном режиме. Установлено, что деформации повышают период, и уровень повышения зависит от коэффициента нагруженности, коэффициента податливости и отношения критического значения минимальной толщины смазочного слоя к радиальному зазору. При наиболее распространенных значениях этих параметров рост периода реверсивного движения варьируется от 1.04 до 29.7.

5. Для внешнего линейного контакта разработана инженерная методика расчета максимального давления в смазочном слое и минимальной толщины смазочного слоя в интервале изменения коэффициента жесткости от одного предельного

значения, соответствующему контакту упругих тел при отсутствии смазочного слоя, до другого предельного значения, соответствующему гидродинамическому контакту. Определена область значений коэффициента жесткости, при которых максимум давления превышает давление по Герцу более чем в 1.6 раза, а также область значений, при которых максимальное давление близко к давлению по Герцу.

6. Исследовано влияние деформаций на высоту микронеровностей шероховатых поверхностей. Установлено, что деформации уменьшают высоту микронеровностей в области высокого давления. При высоких нагрузках понижение может быть более чем в два раза.

7. Разработана математическая модель процесса формирования смазочного слоя при движении из состояния покоя с учетом упругости смазочного материала. Проведенный численный анализ модели показал, что упругость смазки существенно повышает высоту фронта смазки, формируемого после начала движения. Разработанная математическая модель и метод ее численной реализации позволяют выбрать смазочный материал при проектировании узла трения, обеспечивающий наибольшую толщину смазочного слоя в моменты пуска.

8. Разработанная инженерная методика расчета радиальных подшипников скольжения использовалась в АО «Русполимет» для расчета тяжелонагруженных подшипниковых узлов валков кольцепрокатного оборудования. Годовой экономический эффект использования научно-технической разработки в условиях предприятия составил 2.3 миллиона рублей. Инженерная методика расчета параметров линейного упруго-гидродинамического контакта использовалась в Центре разработки перспективных решений АО «ПО «Муроммашзавод» с целью уточненной оценки параметров контакта зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых передач изделий «Колесный редуктор 4319-2601010», «Планетарный редуктор АДФМ.123.00.000» на стадии проектирования. Ожидаемый годовой

экономический эффект от внедрения научной и инженерной разработок составляет 1.3 млн. рублей.

Перспективы дальнейшей разработки темы. Изложенные решения УГД задач при реверсивном движении и решение УГД задачи о формировании смазочного слоя при движении из состояния покоя продемонстрировали высокую эффективность разработанного численного метода совместного решения уравнений контактных деформаций и уравнений движения смазочного слоя при решении нестационарных задач теории смазки деформируемых тел.

Данный метод может быть использован при решении следующих важных для практики задач: разработка программы расчета гидродинамических подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания с учетом деформаций поверхностей трения; исследование влияния деформаций поверхностей трения на динамические характеристики радиальных и упорных подшипников скольжения жидкостного трения;

Публикации по теме диссертации

Монография

Галахов М.А., **Усов П.П.** Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения. - М.: Наука, Гл. ред. Физ. – мат. Лит.- 1990.- 280 с.

Публикации в изданиях по списку ВАК

1. **Усов П.П.** Пространственная упругогидродинамическая задача смазки радиальных подшипников скольжения // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2024. - № 3. - С. 89-97.

2. Албагачиев А.Ю., Неизотермическая упругогидродинамическая задача для радиального подшипника скольжения / А.Ю. Албагачиев, **П.П. Усов** // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2023. - № 4. - С. 12-19.

3. **Усов П. П.** Численный анализ влияния деформаций в упорных подшипниках машиностроения и автоматизации. – 2023. - № 1. - С. 36-41.
4. **Усов П. П.** Численный анализ переходных процессов в вязкоупругогидродинамическом контакте при реверсивном движении // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2021. - № 2. - С. 81-90.
5. **Усов П.П.** Контактная задача качения вязкоупругого цилиндра по вязкоупругому основанию при наличии слоя вязкой смазки. // Прикладная математика и механика. - 2019. - Т. 83. - № 1. - С. 47-62.
6. Данилов В. Д. Численный анализ влияния шероховатости на характеристики смазочного слоя в контакте упругих шероховатых тел / В.Д. Данилов, **П.П. Усов**, Н.Н. Рева и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2019. - №2. - С. 68-77.
7. **Усов П.П.** Численный анализ характеристик слоя смазки в опорном подшипнике скольжения при реверсивном движении // Прикладная математика и механика. – 2018. - Т.82. - №3. - С. 290 - 299.
8. **Usov P. P.** EHD Effects in Lubricated Journal Bearing // Lubricants. - 2018. - 6. 12. – P. 1-16.
9. **Усов П.П.** Влияние вязкоупругих свойств контактирующих тел со смазыванием на их контактное взаимодействие. // Вестник машиностроения. - 2017. - №4. - С 50 – 56.
10. **Усов П.П.** Упруго-гидродинамическая задача для опорного подшипника скольжения при реверсивном движении // Трение и износ. -2016. - Том. 37. - №3 – С. 269-279.
11. **Usov P. P.** Effects of lubricant viscoelasticity on film thickness in elastohydrodynamic line contacts during start-up //Proc IMechE Part J: J. Engineering Tribology. – 2016. - Vol. 230(7). – P. 769–782.
12. Горячева И.Г. Численный анализ контакта вязкоупругих шероховатых тел при наличии слоя вязкой смазки / И.Г. Горячева, **П.П. Усов** // Прикладная математика и механика. - 2012. - Т.76. – №5. - С. 766 - 778.

13. **Усов П.П.** Анализ переходных процессов в линейном упругогидродинамическом контакте при реверсивном движении. // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2012. - №12. - С. 39 – 47.
14. **Усов П.П.** Контактная задача для вязкоупругого слоя и жесткого цилиндра при равномерном скольжении / П.П. Усов, В.Д. Данилов // Трение и износ. - 2009. – Т. 30. - № 4. – С. 341-354.
15. **Усов П.П.** Численный анализ процесса формирования Упругогидродинамического смазочного слоя в контакте цилиндров при движении из состояния покоя. // Трение и износ. - 2008. - Т. 29. - № 1. - С. 69 – 82.
16. **Усов П. П.** Контактная задача для упругого слоя и жесткого цилиндра при наличии сил трения / П.П. Усов, В.Д. Данилов // Трение и износ. - 2007. - Т. 28. – № 3. - С. 225- 237.
17. **Усов П.П.** О точности численного решения УГД задач. // Трение и износ. - 2006. - Т. 27. - № 4. - С. 394-402.
18. **Усов П.П.** Численный анализ переходных процессов в УГД – контакте цилиндров при изменении направления скорости качения // Трение и износ. – 2006. - Т. 27. - № 1. - С. 43-53.
19. **Усов П. П.** Численное решение одной упругогидродинамической задачи теории смазки цилиндрических тел конечной длины // Трение и износ. – 1990. - Т. 11. – №4. - С. 630-638.
20. Коровчинский М.В. Плоская задача гидродинамической теории смазки при деформируемости поверхностей, ограничивающих смазочный слой / М.В. Коровчинский, **П.П. Усов** // Трение и износ. -1981. - Т. 2. - №3. - С. 393-404.
21. **Усов П.П.** Плоская неизотермическая задача теории смазки подшипников скольжения при деформируемости поверхностей, ограничивающих смазочный слой / П.П. Усов, И.А. Тодер, Е.С. Кренделев // Трение и износ. – 1982. - Т. 3. – № 1 - С. 64-75.

22. **Усов П.П.** Математическое моделирование опор жидкостного трения / П.П. Усов, И.А. Тодер, Е.С. Кренделев // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1980. - № 5. - С. 81-88.

В изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

1. Albagachiev A.Yu., The Nonisothermal Elastohydrodynamic Problem for a Journal Bearing // A.Yu. Albagachiev, **P.P. Usov** // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2024. – Vol.53. – No.7. – P.128-136.

2. **Usov P.P.** Numerical Analysis of the Effect of Deformations in Thrust Bearings on the Loading Capacity of the Lubricant Layer // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2023. – Vol.52. – No.1. – P.713-719.

3. **Usov P.P.** Numerical Analysis of Transition Processes in a Viscoelastic Hydrodynamic Contact during Reverse Motion// Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2021. – Vol.50. – No.8. – P.661-670.

4. **Usov P.P.** Contact Problem of Viscoelastic Cylinder Rolling along a Viscoelastic Base with a Viscous Lubricant Layer // Mechanics of Solids, 2019. Vol.54, No 2. P. 289-302.

5. Danilov V.D., Numerical Analysis of the Roughness Effect on the Characteristics of

Lubricating Layers in the Contact between Elastic Rough Surfaces / V.D. Danilov, **P.P. Usov**, N.N. Reva, L.K. Olifirov // Journal of Machinery Manufacture and Reliability –2019. – Vol. 48. – No. 2. – P. 153 – 161.

6. **Usov P.P.** Numerical Analysis of Lubrication Layer Characteristics in a Supporting Slider Bearing under Reverse Motion // Fluid Dynamics. - 2018. - Vol.53. - Suppl. 1. - P. S14 – S23.

7. **Usov P. P.** EHD Effects in Lubricated Journal Bearing // Lubricants. - 2018. - 6. 12. – P. 1-16

8. **Usov P.P.** Influence of Viscoelastic Coatings on the contact of Lubricated Bodies. // Russian Engineering Research. - 2017. - Vol. 37. - No 7. - P. 596-602.

9. **Usov P.P.** Elastohydrodynamic Problem for Journal Sliding Bearing under Reciprocation Motion. // Journal of Friction and Wear. - 2016. - Vol.37. – No. 3. - P. 204 - 212.

10. **Usov P. P.** Effects of lubricant viscoelasticity on film thickness in elastohydrodynamic line contacts during start-up //Proc IMechE Part J: J. Engineering Tribology. – 2016. - Vol. 230(7). – P. 769–782.

11. **Usov P.P.**, The Contact Problem for a Viscoelastic Layer and Rigid Cylinder during Regular Sliding / **P.P Usov**, V.D. Danilov // Journal of Friction and Wear. – 2009. - Vol. 30. - No 4. – P. 246-257.

12. **Usov P.P.** A Numerical Analysis of the Elastohydrodynamic Line Contact Film Formation at Motion Start-up. // Journal of Friction and Wear. - 2008. - Vol. 2. - No 1. - P. 54-65.

13. **Usov P.P.**, The Contact Problem for a Viscoelastic Layer and Rigid Cylinder during Regular Sliding / **P.P. Usov**, V.D. Danilov. // Journal of Friction and Wear. – 2009. - Vol. 30. - No 4. – P. 246-257.

Публикации в сборниках материалов конференций

1. **Усов П.П.** Влияние упругих деформаций на несущую способность тяжелонагруженных опор скольжения жидкостного трения // XIV международная научно-техническая конференция «Трибология - машиностроению» / – Москва, 2022. – С. 274 – 278.

2. **Усов П.П.** Задача о контакте вязкоупругих тел при наличии слоя вязкой смазки // XIII Международная научно-техническая конференция «Трибология - машиностроению» / – Москва, 2020. – С. 301-305.

3. Калошкин С.Д. Эксплуатационные характеристики подшипниковых опор на полимерных композиционных материалах с позиции контактно-гидродинамической теории / С.Д. Калошкин, **П.П. Усов**, Г.М. Шитов и др. // Научные труды VI международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» /– Москва, 2019. - С. 202-205.

4. **Усов П.П.** Контактные задачи для упругого слоя. // XII Международная научно-техническая конференция «Трибология – машиностроению» / – Москва, 2018. – С. 517- 520.
5. Данилов В. Д. Исследование режимов трения упругих шероховатых поверхностей с позиций эластогидродинамической теории смазки / В.Д. Данилов, **П.П. Усов**, Г.М. Шитов // XII Международная научно-техническая конференция «Трибология – машиностроению» / – Москва, 2018. – С. 159 - 163.
6. **Усов П. П.** Численный анализ характеристик слоя вязкой смазки в опорном подшипнике скольжения при реверсивном движении // Международная научно-техническая конференция «ПОЛИКОМТРИБ-2017» / - Гомель, Беларусь, 2017. – С. 56.
7. **Усов П.П.** Основные свойства решений одной задачи теории смазки деформируемых тел // XI Международная научно-техническая конференция «Трибология – машиностроению» / – Москва, 2016. – С. 243-245.
8. **Усов П.П.** Численный анализ характеристик вязкого смазочного слоя между поверхностями вязкоупругих тел // XI Международная научно-техническая конференция «Трибология – машиностроению» / – Москва, 2016. – С. 245-247.
9. **Усов П.П.** Численный анализ влияния вязкоупругости поверхностных слоев контактирующих тел на характеристики смазочного слоя // Сборник докладов Международной научной конференции «Механика и трибология транспортных систем» / - Ростов-на-Дону, 2016, Том 2. - С. 75-81.
10. **Usov P. P.** Effect of surface roughness in visco-elastohydrodynamic line contact / P.P. Usov, I.G. Goryacheva // Proceedings of Indo-Russian Workshop “Topical problems in solid and fluid mechanics” / - New Delhi, 2011. - P. 53 – 65.
11. Goryacheva I. G. Visco-elastohydrodynamic theory of lubrication / I.G. Goryacheva, **P.P. Usov** // XXXIX Summer School - Conference «Advanced Problems in Mechanics» / – St.Petersburg (Repino), 2011. - P.49.

12. **Usov P. P.** Effect of surface roughness in visco-elastohydrodynamic line contac / P.P. Usov, I.G. Goryacheva // XXXIX Summer School - Conference «Advanced Problems in Mechanics» / - St.Petersburg (Repino), 2011. - P.95 - 96.

Публикации в других изданиях

1. Галахов М. А., Терентьев Е. Д., Усов П. П. Методы расчета подшипников скольжения. – Вычислительный Центр АН СССР. Сообщения по прикладной математике, 1984. – 56с.

2. Галахов М. А., Усов П. П. Математические модели теории трения, смазки и износа. В книге «Математическое моделирование. Процессы в нелинейных средах». – М.: Наука. 1986. - С. 183 – 222.

3. Горячева И. Г., Усов П. П. Численный анализ вязкоупругогидродинамического линейного контакта при наличии шероховатости. Межвузовский сборник научных трудов «Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования», 2011. Вып. 4. Тверь. С. 5-9.

4. Данилов В. Д., Усов П. П., Шитов Г. М. Численный анализ влияния эксплуатационных параметров на характеристики водной смазки модельного подшипника скольжения. // Вестник научно – технического развития, 2018. №12(136). С. 3 – 14. DOI: 10.18411/vntr2018-136-1.

Подписано в печать 25.11.2024. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Офсетная печать.
Печ. л. . Тираж экз. Заказ № _____. Бесплатно
