

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Никитин Денис Николаевич

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ
СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Д-р техн. наук, профессор Задорожная Е.А.

Челябинск – 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1 Виды изнашивания и отказы подшипников скольжения.....	11
1.2 Направления развития исследований подшипников скольжения	20
1.3 Цель и задачи исследования.....	47
2 РАСЧЁТНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ	48
2.1 Вводные замечания и допущения.....	48
2.2 Внешняя нагрузка и гидродинамические давления	53
2.3 Определение гидромеханических характеристик подшипника скольжения	58
2.4 Расчётно-экспериментальная методика определения предотказного состояния подшипников скольжения.....	60
2.5 Методика определения расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия вала и вкладышей	69
2.6 Методика определения величины износа поверхностей трения.....	72
2.7 Определение ресурса сложнагруженного подшипника скольжения.....	74
2.8 Решение тестовых задач	75
2.9 Алгоритм оценки предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей в процессе изнашивания.....	81
2.10 Выводы по второй главе	83
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ	84
3.1 Исследование реологических и вязкостно-температурных свойств масла ..	84
3.2 Экспериментальные исследования подшипника скольжения.....	91
3.3 Выводы по третьей главе	99
4 РАСЧЁТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ	100

4.1 Исходные данные	100
4.2 Результаты расчётных исследований шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/128	102
4.3 Результаты расчётных исследований шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5	129
4.4 Выводы по четвёртой главе	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	136
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	140
Приложение 1. Описание стенда «Подшипник скольжения» на базе машины трения ИИ-5018	156
Приложение 2. Описание подпрограмм комплекса «ОРБИТА-Ресурс»	159
Приложение 3. Нагрузки, действующие на шатунные подшипники	162
Приложение 4. Результаты параметрических исследований шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5	166
Приложение 5. Акты, подтверждающие использование и внедрение результатов научно-исследовательской работы	176

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Современное машиностроение характеризуется повышенными требованиями к качеству, техническому уровню и надежности изделий. Конкуренция на рынке стимулирует необходимость систематического сокращения сроков проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с повышенной точностью проведенных расчетов, при параллельной модернизации конструкции новых машин и технологического процесса их изготовления, а также использования нового сырья, полуфабрикатов и комплектующих изделий.

Проблема повышения надёжности и долговечности машин вместе с другими задачами машиностроения относится к первоочередным. При проектировании машин, как правило, конструктор проводит расчёты на прочность её деталей, считая, что разрушение деталей может быть причиной выхода из строя. В то же время известно, что наиболее часто машины выходят из строя не по причине разрушения деталей, а по причине износа ресурсопределяющих деталей и их сопряжений. В результате износа возникают функциональные отказы, снижается производительность и эффективность машины, нарушается точность кинематических связей в механизмах, появляются дополнительные вибрационные нагрузки и шум. При назначении ресурсных показателей машины конструктор полагается в основном на опыт эксплуатации аналогичных машин. Такой подход не может быть использован при создании принципиально новых конструкций машин, не имеющих аналогов [125]. А поскольку долговечность машин закладывается на этапе проектирования, то ускоренные темпы создания новых машин требуют комплексного подхода к развитию расчётных методов, методов проектирования отдельных ресурсопределяющих сопряжений, к которым относятся и гидродинамические подшипники скольжения (ПС). Одной из актуальных задач является оценка предельного и предотказного состояния подшипников скольжения на ранних этапах проектирования машин.

Отказ – центральное понятие теории надёжности. В соответствии с ГОСТ 27.002-2015 [122] отказ – это событие, заключающееся в нарушении

работоспособного состояния объекта. Работоспособным является состояние объекта, в котором он способен выполнять требуемые функции. Предотказным состоянием называется состояние объекта, характеризующееся повышенным риском его отказа. Оно может возникнуть как в результате внутренних процессов, так и внешних воздействий на объект в процессе функционирования.

Степень разработанности темы. Процессам, происходящим в подшипниках скольжения, посвящено множество работ отечественных и зарубежных исследователей [138, 88].

Значительный вклад в разработку методик расчёта подшипников скольжения внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.К. Дьячков, С.М. Захаров, В.Г. Караваев, М.В. Коровчинский, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, В.И. Суркин, И.А. Тодер, Д.И. Фёдоров, Н.Н. Типей, Т.В. Bates, J.F. Booker, Р.К. Goenka, В.А. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, Н.К. Hirani и др.

Физические основы функционирования гидродинамических подшипников скольжения достаточно хорошо освещены в научно-технической литературе. Благодаря ряду достоинств [163], подшипники скольжения получили широкое распространение в применении в сопряжениях двигателей внутреннего сгорания (ДВС), компрессоров, прессов, турбин и т.п. Типичным представителем сложнонагруженных подшипников являются шатунные и коренные подшипники ДВС. Сложнонагруженные подшипники скольжения машин представляют собой опорные сопряжения, работающие в условиях переменных по величине и направлению механических нагрузок, и при этом испытывают значительные тепловые нагрузки [129]. В процессе эксплуатации эти сопряжения подвергаются различного рода изнашиванию, в результате которого исходная геометрия поверхностей трения постепенно изменяется, а сопряжение в целом достигает такого состояния, при котором дальнейшая его эксплуатация становится невозможной. Наступает, так называемый, отказ сопряжения. Своевременное определение или предотвращение такого момента было и остается актуальной и до конца не решенной задачей современного машиностроения.

Цель исследования: разработка комплексной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётно-экспериментального моделирования изнашивания поверхностей трения, позволяющей при проектировании машин и механизмов на ранних этапах оценивать условия возникновения отказа.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

1. Разработать критерии оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

2. Разработать алгоритм оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей.

3. Исследовать реологические и вязкостно-температурные свойства свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, влияние концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения.

4. Провести параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчёта динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5 и определить критерии их предотказного состояния.

Научная новизна:

1. Разработана методика определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения, учитывающая влияние вязкостно-температурных и реологических свойств масла, концентрации активных абразивных частиц, а также изменения геометрической формы шейки вала и вкладышей на скорость их изнашивания.

2. Предложены критерии оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

3. Получены параметры степенного закона, описывающие реологическое поведение свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 50W-50.

4. Установлен характер влияния концентрации абразивных частиц в моторном масле класса вязкости SAE 5W-50 на положение диаграммы Герси-Штрибека и работоспособность подшипника скольжения.

5. Разработан алгоритм расчёта динамики сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения с учётом изменения геометрии шейки вала и вкладышей в результате изнашивания.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Создано алгоритмическое и программное обеспечение, позволяющее при проектировании сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения оценивать и учитывать изменение геометрии поверхностей трения при различных видах изнашивания. При этом возможна оценка влияния на их гидромеханические характеристики свойств смазочных материалов, наличия свободных абразивных частиц в пространстве зазора, конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов. В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрирован разработанный при участии автора комплекс программ «Орбита-Ресурс», предназначенный для оценки предотказного состояния и анализа гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения, параметры которых изменяются в процессе эксплуатации.

С помощью разработанных алгоритмов и созданных на их основе программного комплекса были проведены параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчета динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5. Были сформулированы критерии оценки предотказного состояния подшипника скольжения.

Реализация. Разработанные методическое и программное обеспечение рекомендовано к использованию при разработке транспортных средств на АО «Автомобильный завод «УРАЛ» (Челябинская обл., г. Миасс), внедрен в применяемую систему расчета современной и перспективной продукции ПАО «Автодизель» (г. Ярославль), а также используется в учебном курсе

«Триботехника» при подготовке магистров по направлению подготовки 23.04.03, ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)». Апробация работы. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (Челябинск, 2018–2022 гг.); на 10-й Международной конференции по трибологии BALKANTRIB '20 (Белград, Сербия, 20 – 22 мая 2021), Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: Наука и образование 2020 (ММЕSE 2020)» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2020); на 13-й Международной конференции по Трибологии БУЛТРИБ '18 (25-27 октября, 2018, София, Болгария); на 16-й Международной конференции по Трибологии SERBIATRIB '19 (15-17 мая, 2019, Крагуевац, Сербия).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 научных работ, включая 3 статьи в научных сборниках рекомендованных ВАК РФ, получено 1 свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ.

На защиту выносятся следующие научные результаты.

1. Методика определения предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения, учитывающая влияние вязкостно-температурных и реологических свойств смазочного материала, концентрации активных абразивных частиц, а также возможные изменения геометрической формы шейки вала и вкладышей на скорость их изнашивания.

2. Критерии оценки предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения, полученные на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

3. Результаты экспериментальных исследований реологических и вязкостно-температурных свойств свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, на основе которых установлен характер влияния концентрации абразивных частиц в моторном масле класса на положение диаграммы Герси-Штрибека и работоспособность подшипника скольжения.

4. Результаты параметрических исследований шатунного подшипника теплового двигателя, полученные с помощью уравнений регрессии для ключевых параметров, характеризующих предотказное состояние трибосопряжения.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных авторов.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 5 приложений, изложена на 177 страницах машинописного текста, включая 65 иллюстрации, 18 таблиц, 44 формул и библиографический список, содержащий 164 наименования.

В первой главе рассмотрены основные направления развития исследований в области подшипников скольжения.

Во второй главе представлены основные допущения и положения методики определения предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям вязкостно-температурных и реологических свойств свежего и работавшего моторного масла класса SAE 5W-50, а также влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения.

В четвёртой главе представлены результаты расчётных исследований.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены нагрузки на подшипники, необходимые для решения тестовых примеров; некоторые результаты экспериментальных исследований реологического поведения моторных масел; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

Настоящее исследование является продолжением работ, выполненных на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного

университета под руководством д-ра техн. наук, профессора В.Н. Прокопьева, д-ра техн. наук, профессора Ю.В. Рождественского и д-ра техн. наук, профессора Е.А. Задорожной.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исходя из физики работы гидродинамического подшипника скольжения его отказом следует считать состояние, при котором внешняя нагрузка не уравнивается гидродинамическими давлениями в смазочном слое, что приводит к увеличению эксцентриситета в подшипнике и нарушению гидродинамического режима смазки, переходу к так называемому граничному режиму смазки. Для граничного режима характерны повышение тепловыделения в подшипнике и скорости изнашивания рабочих поверхностей шейки вала и втулки в результате непосредственного контактирования через граничный слой смазки.

Принцип работы подшипника скольжения состоит в том, что внешняя действующая нагрузка уравнивается гидродинамическими давлениями в смазочном слое, возникающими за счёт сил вязкого трения в смазочном материале. Область, где возникают гидродинамические давления, принято называть несущей областью смазочного слоя.

Для образования несущего слоя в подшипнике необходим ряд условий: наличие смазочного материала достаточной вязкости; относительное перемещение поверхностей; внешняя нагрузка; наличие неподвижного смазочного слоя, адсорбированного на поверхностях трения; достаточный зазор в сопряжении, сужающийся по направлению вращения вала.

Обеспечение безотказной работы подшипников скольжения, а также снижение различных видов изнашивания поверхностей трения является актуальной задачей при решении проблемы функционирования не только отдельных подшипников скольжения, но и машин, и механизмов в целом.

1.1 Виды изнашивания и отказы подшипников скольжения

В результате изнашивания рабочих поверхностей шейки вала и втулки происходит изменение геометрической формы зазора, изменяются условия образования несущего смазочного слоя.

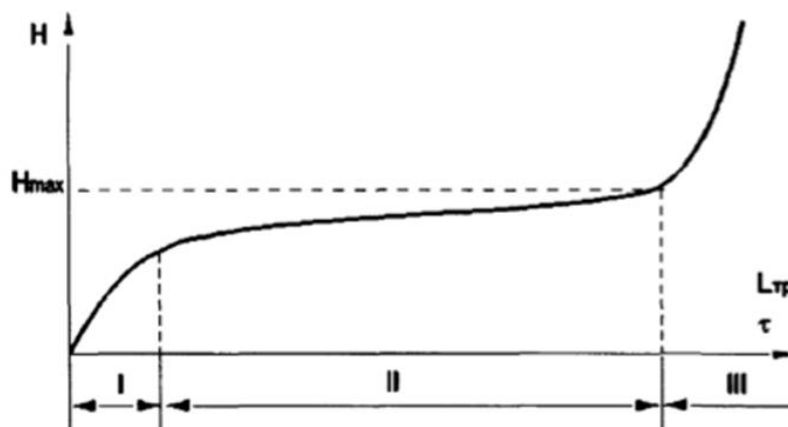
Таким образом, предотказное состояние ПС характеризуется определённой геометрической формой его поверхностей трения, при которой ухудшается

несущая способность смазочного слоя. Так как в результате этого в подшипнике увеличивается доля граничного режима смазки, который является весьма неустойчивым и может привести к резкому повышению тепловыделения, то повышается риск возникновения отказа.

Поскольку сложнагруженные ПС машин, как правило, в процессе работы недоступны для визуального наблюдения, то их отказы принято оценивать по внешним признакам. Такими признаками, например для ДВС, являются резкие стуки, появляющиеся при изменении частоты вращения коленчатого вала и увеличении нагрузки на двигатель, а также падение давления в главной масляной магистрали в результате увеличения зазоров и повышения расхода масла.

В настоящее время выделяют три стадии изнашивания трением: приработка, установившийся режим и предельный (катастрофический) износ [162]. Приработка – процесс изменения геометрии поверхностей трения и физико-химических свойств поверхностных слоев материала в начальный период трения, обычно проявляющийся при постоянных внешних условиях в уменьшении силы трения, температуры и интенсивности изнашивания [123]. Данная стадия изнашивания в общем времени работы самая непродолжительная, однако характеризуется большой интенсивностью изнашивания $dH/dL_{тр}$, которая с течением времени уменьшается. После приработки следует самая длительная по времени стадия процесса изнашивания – установившийся режим. Характерной особенностью установившегося режима, является постоянная, как правило, не значительная интенсивность изнашивания $dH/dL_{тр} = const$. Завершающей стадией изнашивания является предельный (катастрофический) износ, характеризующийся стремительным увеличением интенсивности изнашивания в ходе продолжающейся работы сопряжения.

Характерное соотношение износа за время работы представлено на рисунке 1.1 [162].



I– приработка; II– установившийся режим; III – предельный износ

Рисунок 1.1 – Общий характер соотношения износа поверхности H за время работы τ (пути трения $L_{тр}$)

Анализируя рисунок 1.1, для снижения трения и износа, соответственно, необходимо решить две задачи. Первая – кривую износа необходимо по возможности максимально приблизить к оси времени, тем самым мы сможем продлить во времени стадии I и II. Вторая задача заключается в повышении значения H_{max} , при котором происходит переход в стадию предельного износа, т.е. максимально отсрочить его во времени, продлевая ресурс пары трения.

Однако, надёжный ПС – это не только вопрос оптимальной конструкции вкладыша. Шейки вала также играют важную роль, поскольку любое отклонение формы шейки от геометрически правильной, то есть круглой, может привести к снижению несущей способности подшипника, повышению трения и износа.

Известно, что при изготовлении коленчатого вала его шейки имеют отклонения от правильной формы как в осевом, так и в радиальном направлениях. Осевые отклонения от цилиндрической формы, известные как бочкообразность, седлообразность и конусность, задаются соответствующими допусками на чертеже.

На рисунке 1.2 приведены примеры возможных радиальных погрешностей профиля. Степени допустимого отклонения формы зависят от типа отклонения, а также минимальной толщины смазочного слоя. При проектировании важно оценить влияние степени отклонения шейки вала и втулки от правильной геометрической формы на работоспособность ПС.

Расчётными исследованиями [151] установлено, что любое отклонение от цилиндричности в осевом направлении резко ухудшает гидромеханические характеристики подшипника, в частности, значительно снижают минимальную толщину смазочного слоя. Любые отклонения профиля в пределах максимального допуска в осевом направлении недопустимы.

Кроме того, наличие овальностей шейки и подшипника приводит как к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя, так и к ее увеличению. Овальность шатунного подшипника в пределах допусков в целом не приводит к нарушению жидкостного режима смазки.

В зависимости от условий функционирования ПС, согласно данным работы [111], наибольшее распространение получил абразивный износ. Однако, это не снижает степень влияния других видов изнашивания на работоспособность подшипников. На рисунке 1.3 представлено процентное распределение видов изнашивания ПС коленчатого вала ДВС [111].



Рисунок 1.2 – Типичные отклонения формы шеек коленчатого вала от правильной круглой формы

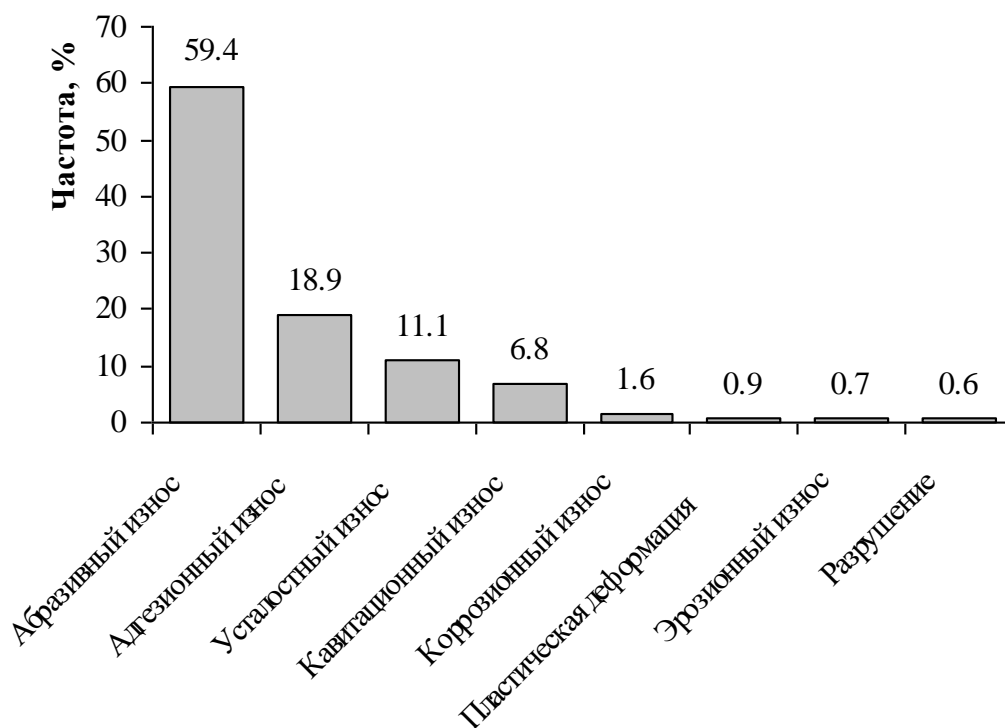
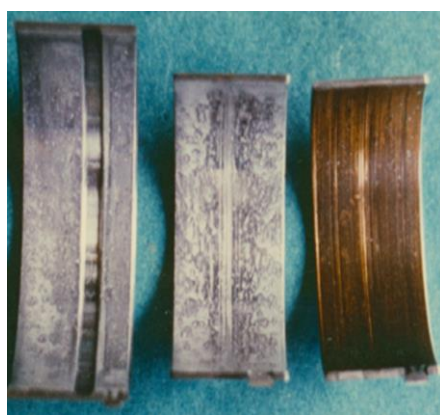


Рисунок 1.3 – Процентное распределение видов изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала ДВС [111]

Авторы работы [111] проводили экспериментальные исследования подшипников коленчатых валов, которые потеряли работоспособность при различных видах изнашивания. Количество подшипников составило 616 штук. Исследования проводили в течение двух лет. Авторы рассматривали только подшипники высоконагруженных дизелей, которые проработали вплоть до капитального ремонта. В качестве антифрикционного материала были использованы материалы из свинцовистой бронзы и сплава алюминия с оловом. Суммарная продолжительность работы подшипников составляла от 3 до 5 тысяч часов. Исследователи установили следующее процентное распределение по видам изнашивания: абразивное (59,4%); адгезионное (18,9%); усталостное (11,1%); кавитационное (6,8%); коррозионное (1,6%); эрозионное (0,7 %); пластическая деформация (0,9%); трещины (0,6%).

На рисунке 1.4 приведены поверхности трения вкладыша коленчатого вала ДВС при различных видах изнашивания. Степень или величина износа неоднозначно влияет на частоту отказов подшипников скольжения.

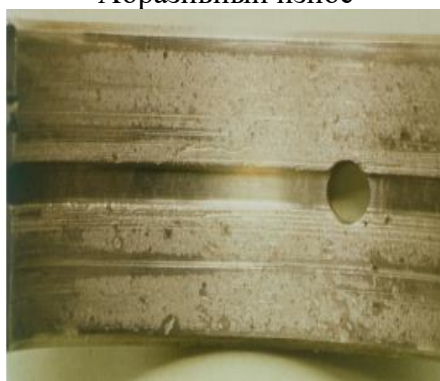
Большинство видов изнашивания проявляются в комбинации с другими видами. Поэтому по внешним признакам, полученным в процессе работы реального узла трения, не удастся сделать окончательные выводы о преимущественном влиянии какого-либо вида износа. Но при этом можно оценить степень предотказного состояния узла трения и спрогнозировать время работы подшипника до достижения предельного значения величины износа.



Абразивный износ



Адгезионный износ



Усталостный износ



Кавитационный износ

Рисунок 1.4 – Поверхность вкладыша подшипника скольжения ДВС при различных видах износа [111]

Отказы ПС могут быть вызваны различными условиями функционирования и целым рядом причин, являющихся внешними факторами. В том числе к этим факторам можно отнести:

- геометрические нарушения, связанные с погрешностью изготовления, установкой элементов подшипника друг относительно друга и постепенным износом поверхностей, вызывающих изменение их взаимного расположения;
- технологию и условия эксплуатации, связанные с несвоевременным обслуживанием, неправильным подбором конструкционных и смазочных материалов;
- неправильный выбор режимов работы отдельных сопряжений и механизма в целом, вызывающих повышенный уровень тепловой и вибрационной нагрузки;
- человеческий фактор, проявляющийся на всех стадиях проектирования и эксплуатации ПС.

На рисунке 1.5 представлено дерево отказов подшипников скольжения, отражающее взаимосвязь различных видов изнашивания и возможные причины, вызвавшие этот отказ [111].

По представленным результатам был сделан вывод, что эксплуатация подшипников в пыльных условиях и плохая фильтрация смазочного материала являются причинами абразивного износа подшипников. Ошибки, которые могут быть допущены при проектировании, возможные неточности при изготовлении или при сборке конструкции приводят к адгезионному изнашиванию. К такому же виду изнашивания может привести нарушение подачи смазочного материала или неправильно выбранный его класс вязкости. Ошибки, допущенные при подборе конструкционных материалов, а также перегрузки подшипников приводят к усталостному разрушению поверхностей трения.

На процесс абразивного изнашивания ПС влияет большое количество факторов. В том числе концентрация и количество посторонних частиц в смазочном материале, особенно если размеры этих частиц соразмерны с минимальной толщиной слоя смазки в пространстве зазора. Кроме того, увеличение абразивного износа может быть связано с увеличением расхода и, как следствие, количества свободно циркулирующих в пространстве зазора частиц. Более обстоятельно процесс абразивного изнашивания поверхностей трения представлен в работе У.А. Икрамова [133].

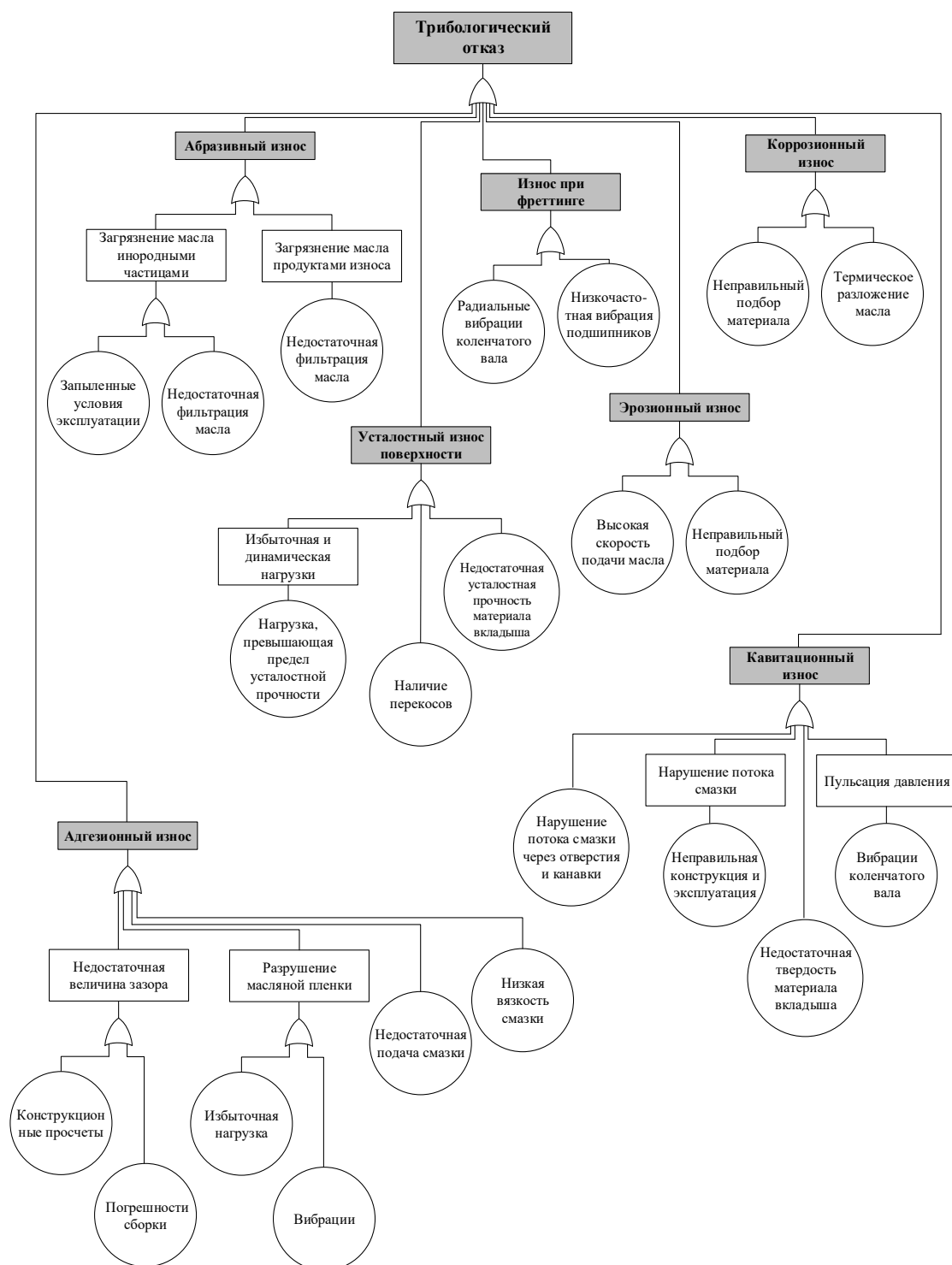


Рисунок 1.5 – Дерево отказов подшипников скольжения [111]

Как упоминалось выше, большинство видов изнашивания могут проявляться в различных сочетаниях. Авторы работы [101] описали совместное проявление адгезионного, абразивного и эрозионного видов изнашивания. При этом авторы разделили поверхность трения ПС на три условные части. Во время пуска и останова двигателя ПС работают преимущественно в граничном режиме смазки.

Особенно часто это встречается в ПС, имеющих значительные радиальные нагрузки. В таких условиях происходит адгезионное изнашивание. Такой процесс реализуется в турбогенераторах и турбомашинах, которые очень медленно набирают обороты при запуске. Скорость изнашивания в этой области может достигать 3 мкм/ч. Подшипники скольжения ДВС при запуске работают в условиях малых нагрузок. При этом вал достаточно быстро набирает обороты до появления первых всплесков в цилиндрах. Поэтому адгезионное изнашивание составляет не более 20% в ПС автомобильных двигателей. Кроме того, для моторных масел широкое распространение получили противоизносные присадки. Они обеспечивают хорошую защиту поверхностей трения при пуске. В таких условиях скорость абразивного изнашивания в зоне, где наблюдается минимальная толщина смазочного слоя, достигает уровня 75 мкм/ч.

Если же ПС продолжительное время работает в условиях повышенных температур и больших скоростях сдвига, то в расширяющейся части зазора очень часто наблюдается коррозионный износ. Указанная область подшипника обычно подвержена повышенному нагреву по сравнению с другими частями сопряжения, что связано с повышенной диссипацией энергии в слое смазки [101]. Вследствие повышенного нагрева на указанном участке ПС наиболее активно подвержен химическому воздействию масла. Это связано с его загрязнением продуктами окисления, водой и др.

В результате периодического воздействия гидродинамических давлений, возникающих в тонком смазочном слое смазки подшипника, наблюдается усталостное разрушение поверхностей трения ПС. Оно проявляется в виде усталостных микро- и макротрещин, а также выкрашиванию поверхностей трения втулки или вкладышей. Вопросам усталостного изнашивания посвящены работы [115, 154].

В.Н. Прокопьев и др. [135] с позиции гидродинамической теории смазки обосновали неравномерную форму износа вкладышей и шеек коленчатого вала. Авторы сделали вывод, что для более адекватной оценки работоспособности ПС коленчатого вала ДВС, учета изменения геометрии зазора, вызванного абразивным

износом, необходимо более подробно изучать параметры смазочного слоя. При этом особое внимание необходимо уделять совершенствованию методов расчёта гидромеханических характеристик (ГМХ) и траекторий центра шеек коленчатого вала в пространстве зазора.

1.2 Направления развития исследований подшипников скольжения

Поскольку, как отмечалось выше, типичными представителями сложнонагруженных подшипников скольжения являются шатунные и коренные подшипники коленчатых валов ДВС, то рассмотрим основные тенденции развития подшипников на примере ДВС, как массовой поршневой машины, воплощающей в себе всевозможные типы сопряжений, работающих в различных режимах смазки (от гидродинамической до граничной).

Последние разработки подшипников, направленные на удовлетворение новых требований к нагрузке, а также последние исследования подшипников в области работоспособности, трения, смазки и износа представлены в работе [34].

Среди направлений развития исследований подшипников скольжения можно выделить следующие [34]:

- разработка, совершенствование и исследование подшипниковых материалов;
- создание и исследования перспективных смазочных материалов, в том числе противоизносных компонентов;
- развитие методов оценки износа подшипников скольжения;
- совершенствование конструкций подшипников;
- развитие алгоритмов и методов компьютерного моделирования подшипников;
- развитие экспериментальных методов исследования подшипников.

Рассмотрим некоторые исследования в рамках каждого направления.

1.2.1 Материалы для подшипников скольжения

Выбор материала подшипника зависит от предполагаемых условий нагружения подшипника и всегда является результатом компромисса между всеми свойствами, которые часто противоречат друг другу.

Основные свойства подшипниковых материалов следующие:

- сопротивление усталости: способность выдерживать длительные механические нагрузки без образования усталостных трещин;
- износостойкость: способность сопротивляться изнашиванию в условиях смешанного режима смазки и при наличии абразивных частиц, циркулирующих со смазкой;
- стойкость к заеданию: свойство подшипникового материала сопротивляться заеданию;
- способность к поглощению: способность материала подшипника поглощать твердые частицы, циркулирующие в масле и вдавливаемые в поверхность;
- прилегаемость: свойство подшипникового материала обеспечивать приемлемые условия прилегания к сопряжённой поверхности в результате упругого и пластического деформирования, компенсируя несоосность элементов подшипника [86, 82];
- коррозионная стойкость: способность сопротивляться коррозии, вызываемой слабыми органическими кислотами и сильными минеральными кислотами, образующимися из продуктов сгорания топлива, и слабыми органическими кислотами, образующимися в результате окисления масла [82];
- кавитационная стойкость: способность выдерживать ударные нагрузки, вызванные схлопыванием кавитационных пузырьков, образующихся в результате резких и локальных перепадов давления в потоке смазки [82, 74].

ГОСТ 4378-1-2001 приводит и ряд других свойств подшипниковых материалов.

Гидродинамические подшипники скольжения проектируются для работы в режиме жидкостной смазки, когда поверхности вкладышей и шейки будут

полностью разделены смазочным слоем. Однако особенность гидродинамических подшипников в том, что при их функционировании возможны контактные взаимодействия поверхностей шейки вала и вкладышей в результате пуска и останова машины, при нарушении подачи масла по различным причинам, в случае перегрузки подшипника.

Не существует подшипниковых материалов, обладающих идеальным сочетанием свойств. Очевидно, что в перечисленных выше требованиях некоторые являются взаимоисключающими.

Вкладыши подшипников скольжения, как правило, состоят из нескольких материалов, каждый из которых выполняет свою функцию и в итоге обеспечивается комплекс необходимых подшипнику свойств [32].

Материалы подшипников можно разделить на две основные категории: металлы и неметаллы. Чаще всего используются сплавы на основе олова и свинца (бabbиты), сплавы на основе меди (латуни и бронзы), сплавы на основе алюминия, чугун и пористые металлы. К неметаллам относятся углеграфиты, пластмассы, эластомеры, керамика, металлокерамика и другие. Эти материалы могут использоваться как в качестве основы подшипника скольжения, так и в качестве дополнительных слоёв и покрытий. Такие материалы, как углеграфиты, пластмассы и эластомеры, используются в паре с более твердыми материалами, таким как нержавеющая сталь, в условиях отсутствия смазки или недостаточной смазки [13].

При проектировании современных подшипников скольжения используются мощные вычислительные ресурсы и сложные испытательные стенды. При этом испытательные стенды используются для оценки работоспособности конкретной конструкции подшипника из определённых материалов, с конкретным смазочным материалом и при различных условиях нагружения. По результатам испытаний делаются выводы о возможности применения того или иного материала в конкретных условиях эксплуатации. Выделяют биметаллические и триметаллические подшипники [82, 77, 126, 153]:

– Биметаллические подшипники: они обычно используются для втулок и упорных подшипников (подпятников) и состоят из стальной основы, на которую наносится антифрикционный сплав из алюминия и олова, бронзы или баббита. Их трибологические характеристики определяются антифрикционным сплавом [32]. Как правило, биметаллические вкладыши используются в шатунных и коренных подшипниках коленчатых валов малонагруженных ДВС.

– Триметаллические подшипники: также имеют стальную основу, покрытую антифрикционным материалом из алюминиевого или бронзового сплава. Однако на рабочую поверхность таких подшипников наносится промежуточный слой толщиной от 1 до 4 мкм в качестве диффузионного барьера, а также гальваническим методом или напылением наносится слой толщиной в несколько десятых долей микрометра для улучшения трибологических свойств подшипника, прирабатываемости, стойкости к заеданию и др. [37]. Благодаря разнообразию используемых материалов триметаллические подшипники могут обеспечивать большую грузоподъемность, достигая оптимального сочетания индивидуальных свойств и поэтому используются в высоконагруженных ДВС [74].

Многие ведущие специализированные фирмы производители вкладышей разрабатывают конструкции с новыми типами покрытий для высокофорсированных дизелей [153].

Основой таких покрытий является сплав алюминия с 20% олова, наносимый так называемым методом PVD (Physical Vapor Deposition), что соответствует процессу вакуумного ионно-плазменного напыления. Схема такого вкладыша приведена на рисунке 1.6.

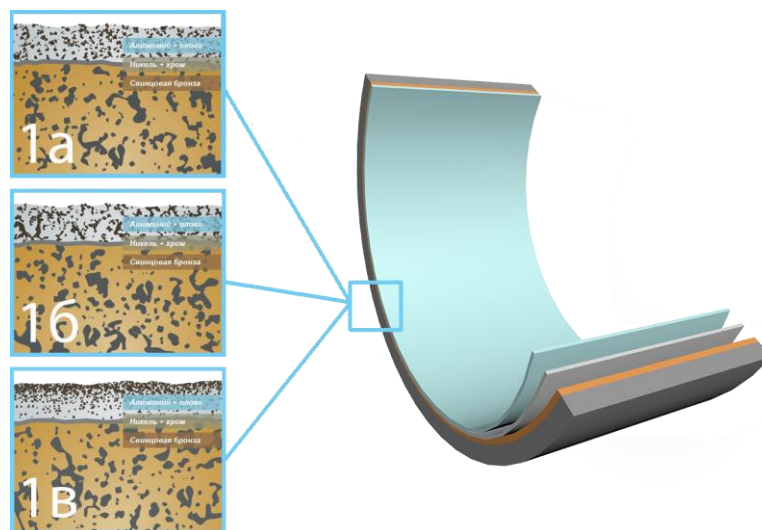


Рисунок 1.6 – Схема вкладыша с антифрикционным сплавом из алюминия с 20% олова изготовленного методом вакуумного ионно-плазменного напыления

Впервые нанесение на сталебронзовые вкладыши покрытия алюминия с оловом применила фирма Glyco (в настоящее время Federal Mogul, Wiesbaden) Германия. Микроструктура слоя покрытия, названного фирмой «Sputter», и, характеризуемая равномерным распределением частиц олова в алюминии, представлена на рисунке 1.6 а. Для улучшения адгезии такого покрытия с бронзой, оно наносится через подслой сплава никеля с хромом.

Типичный образец микроструктуры такого покрытия австрийской компания Miba с равномерным распределением оловянных частиц в виде более крупных дендритов в алюминии представлен на рисунке 1.6 б.

Покрытие выдерживает удельные нагрузки превышающие 100 МПа и значительно увеличивает ресурс подшипника. Однако высокая твердость сплава (HV 90-110) ухудшает антифрикционные свойства подшипника и делает его более чувствительным к различным нарушениям при изготовлении, ремонте и эксплуатации.

В России компания «Технокомплекс» [30] разработала и успешно применяет технологию вакуумного ионно-плазменного напыления (PVD-ТК) для нанесения на бронзовый слой комплексного покрытия алюминий-олово с переменным содержанием олова. В таком покрытии основной слой соответствует сплаву алюминия с 20% олова, а к поверхности содержание олова увеличивается для

улучшения антифрикционных свойств, прирабатываемости, способности к запрессовке посторонних частиц и т.д. (рисунок 1.6 в).

Наиболее распространёнными антифрикционными сплавами для сложнагруженных подшипников долгое время остаются свинцовистые бронзы, поскольку обеспечивают достаточно низкие значения коэффициента трения, хорошую прирабатываемость и прилегаемость, технологичность [47].

Однако, в связи с принятием в Евросоюзе в сентябре 2000 года законодательного акта, вступившего в силу с 01 июля 2003 года и регулирующего использование свинца и, в частности, его запрет с 2011 года для применения во всех подшипниках скольжения, использующихся в системах двигателей, коробках передач и трансмиссиях (Директива 2000/53/ЕС по транспортным средствам с выработанным ресурсом), многие зарубежные и, прежде всего, европейские производители подшипников скольжения предприняли интенсивные исследования и проводят разработки по созданию антифрикционных материалов и покрытий, не содержащих свинца [35]. Одними из таких материалов являются алюминиевые сплавы [37], исследования которых на предмет использования в подшипниках скольжения активно велись в прошлом. Алюминиевые сплавы, обладая высокой усталостной прочностью, практически не корродируют в маслах, имеют сравнительно высокую задиростойкость и хорошие антифрикционные свойства, как отмечал Н.А. Буше [117]. Именно благодаря такому сочетанию свойств эти сплавы широко распространены в ДВС [114]. В настоящее время в двигателях с удельными нагрузками на подшипники коленчатого вала до 70 МПа используются подшипники на основе алюминия, а подшипники на основе бронзовых сплавов используются при удельных нагрузках от средних до высоких.

С внедрением на автомобильной технике системы «старт-стоп», позволяющей значительно снизить выбросы вредных веществ с отработавшими газами и уменьшить расход топлива, возникла задача выбора материала подшипников, способного обеспечить требуемый ресурс при тяжелых условиях работы с частыми пусками и остановками двигателя. Двигатели легковых автомобилей с системой «старт-стоп» должны выдерживать от 250 000 до 300 000

пусков. Но традиционные вкладыши подшипников с алюминиевым или бронзовым антифрикционным сплавом изнашиваются до предельного состояния уже после 100 000 циклов [60].

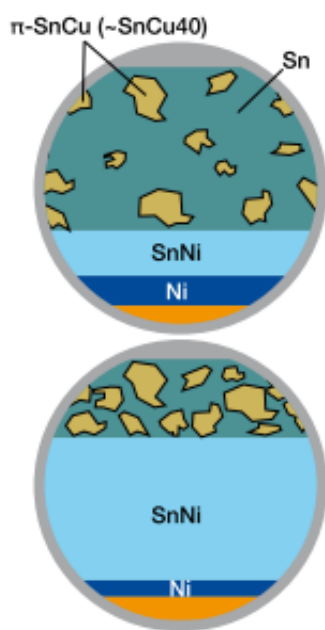
Это обстоятельство подтолкнуло разработчиков к исследованиям новых материалов и покрытий [1]. В связи с новыми требованиями к конструкции подшипников производители разрабатывают интеллектуальные материалы для покрытий подшипников, одним из которых является материал Glyco-188 компании Federal Mogul.

Структура слоев этого материала показана на рисунке 1.7 и представляет собой слои бронзы, сплава олова с никелем, которые наносят на стальную основу. Промежуточный слой из никеля, расположенный между двумя другими слоями, предотвращает диффузию атомов олова в бронзовый слой.

На этапе первоначальной обкатки двигателя слой из сплава олова с медью остается относительно мягким и хорошо прирабатывается к поверхности шейки коленчатого вала. Процесс диффузии усиливается под воздействием температур при работе двигателя. Со временем диффузия атомов никеля из промежуточного слоя и атомов олова из сплава олова с медью приводит к увеличению слоя из сплава олова с никелем (рисунок 1.7). В результате трансформации меди из сплава олова с медью, который становится тоньше, этот слой становится прочным и устойчивым к усталости.

Таким образом, Glyco-188 это первый «интеллектуальный» подшипниковый материал, который меняет свои свойства после приработки. То есть остаётся мягким во время приработки и увеличивает твёрдость для дальнейшего периода эксплуатации подшипника, что обеспечит повышение его износостойкости [38].

Ещё одним решением для подшипников, работающих в режиме «старт-стоп» является применение антифрикционных твердосмазочных покрытий. Эти покрытия состоят из полимерного связующего, наполненного различными твердосмазочными компонентами такими, как графит, дисульфид молибдена и др. [84, 62].



Диффузия атомов увеличивает толщину слоя из сплава олова с алюминием



Рисунок 1.7 – Структура слоёв материала Glyco-188 компании Federal Mogul и её изменение в процессе работы вкладыша

Особое внимание уделяется полиамидимиду (РАI), полимеру с высокой механической прочностью, высокой устойчивостью к химическим компонентам масел и термическому разложению. Этот материал активно изучается в составе различных твердосмазочных покрытий. В недавних исследованиях материалы подшипников с покрытием на основе РАI, содержащем графит и дисульфид молибдена, продемонстрировали лучшие антифрикционные свойства и износостойкость, чем алюминиевые подшипники со свинцовым покрытием [32], а характеристики схватывания аналогичны покрытиям на основе свинца [33], что указывает на потенциал этого материала.

Результаты других исследований показывают, что покрытия РАI с несколькими добавками, равномерно распределенными, обеспечивают более низкое трение и способны противостоять химическому воздействию и износу. Это покрытие может наноситься на различные подшипниковые материалы и позволяет применять вкладыши подшипников на основе алюминия в тех случаях, где ранее применялись только вкладыши с бронзовыми антифрикционными сплавами [1].

1.2.2 Смазочные материалы

В рамках обзора невозможно охватить всё многообразие смазочных материалов и их свойств. Поэтому ограничимся лишь кратким обзором исследований моторных масел, как наиболее распространённого смазочного материала для сложнонагруженных подшипников скольжения.

Моторные масла выполняют различные функции, в основном связанные со снижением трения, охлаждением, демпфированием нагрузок и предотвращением коррозии [73]. Вязкость масла является одной из наиболее важных характеристик, влияющих на работу подшипников.

Масло имеет принципиальное значение как при низких, так и при нормальных рабочих температурах двигателя, обеспечивая низкое сопротивление при пуске и быстрое распределение масла при низкой температуре двигателя. Кроме того, моторное масло способствует уплотнению поршня в цилиндре, и обеспечивает низкие механические потери мощности на трение при работе двигателя.

Постоянное развитие и совершенствование машин, в том числе и ДВС, повышение их технического уровня приводит к ужесточению требований и к маслам. Наблюдается постоянное развитие в области повышения эксплуатационных свойств масел. Помимо соответствия требованиям эффективности и экологическим нормам, долговечность, производительность и надежность двигателя имеют основополагающее значение для владельцев транспортных средств и техники [56]. Согласно Джонсону [16], разработка смазочных материалов для современных двигателей должна учитывать частую работу подшипников в граничных и смешанных режимах смазки, что может наблюдаться при пусках и остановках двигателя.

Лю [99] утверждает, что горячие условия пуска-остановки приводят к более длительному контактному взаимодействию неровностей на ранних стадиях запуска двигателя, в то время как холодный пуск-останов приводит к большим потерям на трение. Кроме того, Лю также заметил, что интенсивность изнашивания подшипников может повышаться при использовании масел с низкой вязкостью.

Однако использование моторных масел с низкой вязкостью (масла маловязких классов) может быть способом повышения эффективности двигателя за счёт снижения гидродинамических потерь в сопряжениях, составляющих почти 10% от общих механических потерь двигателя [19]. Учитывая современные технологические тенденции ДВС, например, развитие упомянутой выше системы «старт-стоп», гидродинамические подшипники коленчатого вала будут чаще работать в граничном и смешанном режимах смазки [39]. Это требует усиления противоизносных свойств масел.

Общество автомобильных инженеров (SAE) [80] представило новые классы масел с низкой вязкостью, в том числе классы вязкости SAE 0W-16, SAE 0W-12 и SAE 0W-8. Японские и европейские производители также используют смазочные материалы с низкой вязкостью, таких классов как 0W-20 и 0W-16, для повышения топливной экономичности современных двигателей [3]. В соответствии с этой тенденцией API (Американский институт нефти) предложил новые категории моторных масел для тяжелых условий эксплуатации СК-4 и FA-4, вязкость которых превышает исторический предел вязкости при высокой температуре и скорости сдвига (HTHS) 3,5 мПа·с. В Европе значение HTHS остается на уровне 3,5 мПа·с [7].

Для повышения противоизносных свойств масел активно ведутся разработки передовых модификаторов трения и компонентов, в то числе и для маловязких масел. В целом производители техники глубоко заинтересованы в исследовании влияния маловязких смазочных материалов на трение и износ в сопряжениях машин, а также в создании улучшенных смазочных материалов [110].

Использование так называемых модификаторов трения (МТ) для снижения трения и износа при граничном режиме смазки сопряжений машин имеет положительные результаты [97]. Они могут образовывать поверхностные пленки, которые влияют на коэффициент трения в условиях смешанной и граничной смазки. МТ в основном можно разделить на четыре основных класса: органические модификаторы трения (ОМТ), молибденорганические соединения, полимеры и дисперсные наночастицы.

ОМТ в основном представляют собой свободные жирные кислоты, полученные из жиров и растительных масел и обычно присутствующие в присадках к современным моторным маслам, а также в топливах. Их амфифильные молекулы могут облегчать движение других частиц смазки. Мономолекулярный слой также может выдерживать высокое давление, что является очень положительной характеристикой для сложнонагруженных подшипников скольжения двигателей. Однако фрикционное поведение этих добавок может сильно различаться при разных скоростях трения [15, 3]. Несмотря на то, что ОМТ могут быть использованы для производства смазочных материалов, способных уменьшить трение, они вызывают коррозию металлических поверхностей и не рекомендуются для подшипников, используемых в двигателях [57].

Молибденорганические соединения, первоначально использовавшиеся только в качестве противоизносных присадок, в настоящее время также очень эффективно снижают граничное трение. В условиях скольжения эти соединения образуют на поверхности нанолиты MoS_2 . Однако эти литы формируются только в несущих вершинах неровностей. Замечено, что диалкилдитиокарбамат молибдена (MoDTC) способен образовывать пленки для уменьшения трения на очень широком спектре поверхностей, включая алмазоподобный углерод (DLCs), трибопленки, образованные диалкилдитиофосфатом цинка (ZDDP) [67] и керамические покрытия [67, 81].

ZDDP использовался в качестве эффективной противоизносной и антиоксидантной присадки, которая может образовывать прочную фосфатную трибопленку [16]. Однако, несмотря на ее эффективность, использование этой добавки не рекомендуется, поскольку фосфор и сера при разложении ZDDP могут вызывать накопление катализаторов, что может спровоцировать необратимые повреждения [98]. Были проведены исследования для оценки альтернативных смазочных компонентов для улучшения характеристик противоизносных свойств масел с использованием DLC [5], наночастиц Al_2O_3 или SiO_2 [4].

Полимеры (или так называемые модификаторы вязкости) используются в качестве загущающей добавки и улучшают вязкостно-температурные свойства

масел. Известно и повышение противоизносных свойств масел при введении полимеров. Одной из гипотез такого поведения является увеличение вязкости вблизи поверхности в результате полимолекулярной адсорбции. Однако это явление еще недостаточно изучено. Некоторые данные показывают, что полимеры не снижают должным образом трение в жестких условиях возвратно-поступательного контакта, что также еще не доказано. В отличие от ОМТ, полимеры не способны самоорганизовываться в плотные упаковки вдоль поверхности. Одним из решений является «выращивание» полимеров на поверхностях с помощью инициаторов, предварительно прикрепленных к поверхности, что позволяет «выращивать» очень плотные полимерные пленки, которые обеспечивают низкое трение в условиях высоких и низких скоростей.

К сожалению, из-за сложности пополнения смазочного материала компонентами-инициаторами это решение нецелесообразно для ДВС. Использование полиизопрена в качестве МТ показало удовлетворительные результаты благодаря его способности образовывать толстые граничные смазочные пленки [92, 55].

Новой технологической тенденцией в производстве добавок к маслам является использование дисперсных наночастиц, поскольку некоторые исследования показали их хорошую способность снижать граничное трение. Эффективность наночастиц в качестве добавок сильно зависит от конкретного применения, поскольку наночастицы могут вести себя по-разному в разных условиях испытаний. Например, Джатти [109] экспериментально оценил трибологическое поведение наночастиц оксида меди в качестве присадок к всесезонному моторному маслу на минеральной основе, проводя испытания при различных нагрузках и концентрациях наночастиц. Результаты показали, что наблюдается улучшение свойств смазки в зависимости от аддитивного потенциала попадания в зону трения вместе с потоком смазки за счет осаждения мягких наночастиц CuO на изношенной поверхности, что снижает сопротивление сдвигу и улучшает трибологические свойства. При этом, по утверждениям Джатти, наночастицы могут преобразовывать трение скольжения в трение качения, снижая

коэффициент трения до 50% при добавлении наночастиц CuO в базовое масло. Эсфе и др. [78] наблюдали снижение вязкости масла с наночастицами по сравнению с базовым маслом, что может оказать значительное влияние на прокачиваемость масла по системе смазки двигателя при низких температурах. Другой целью использования наночастиц является обеспечение меньшей зависимости вязкости от температуры по сравнению с чистым моторным маслом, особенно при более высоких температурах.

Однако наночастицы могут способствовать и увеличению интенсивности изнашивания поверхностей трения за счет истирания в зависимости от их твердости. Спайк и др. показали, что твердые наночастицы способны удалять противоизносные пленки, а мягкие наночастицы, такие как CuO, – нет [113]. Катоко и др. установили, что углеродные наночастицы могут препятствовать снижению трения MoDTC в зависимости от размера частиц [68]. Таким образом, несмотря на некоторые успешные исследования нанодобавок к моторным маслам, они ещё не доведены до коммерческого применения в жидких смазочных материалах [57].

По словам Барнхилла [112], разработка моторных масел становится все более сложной задачей. С одной стороны, масло с более высокой вязкостью может снизить вероятность нежелательного уменьшения смазочного слоя по мере снижения скорости скольжения и повышения температуры. С другой стороны, масло с более низкой вязкостью было бы предпочтительнее для уменьшения гидродинамических потерь на трение, однако это создает проблемы для защиты от износа. Таким образом, разработка составов присадок к маслам, которые обеспечивают снижение трения при сохранении противоизносных свойств, является логичным путем для исследований, направленных на решение проблем надёжности машин.

1.2.3 Исследования износа подшипников

Как и в случае с трением, износ – это системный параметр, благодаря чему различные механизмы изнашивания могут возникать одновременно или поочередно. Математической зависимости, которая включала бы в себя все

механизмы износа, не существует, однако существует множество функциональных зависимостей, которые применяются для конкретных механизмов износа [69, 83]. В подшипниках скольжения, подверженных смешенному трению с твердыми валами и менее твердыми вкладышами, доминирующим механизмом изнашивания – является механизм абразивного изнашивания. Самой известной и наиболее распространенной моделью, используемой для описания эрозии при непрерывном износе, является модель Арчарда [11, 140]. В этой модели износ зависит от твердости более мягкого тела, давления, возникающего при непосредственном контакте, а также от пути трения и коэффициента пропорциональности, который определяется экспериментально. Преимуществом данной модели является ее простота при численных расчетах:

$$Q = KW/H_s, \quad (1.1)$$

где Q – скорость износа, представляющая собой объем, удаляемый на единицу пути трения; K – безразмерный экспериментальный коэффициент износа, зависящий от свойств смазки, состояния поверхности и свойств материалов; W – нормальная нагрузка; H_s – твердость более мягкой поверхности в контакте.

Важно подчеркнуть, что уравнение (1.1) дает выражение для оценки износа, но параметры, необходимые для расчета, могут меняться по мере износа сопряжения. Чтобы получить более точные оценки износа, крайне важно выполнить аналитико-численное моделирование или экспериментальные испытания. Уравнение (1.1), однако, представляет собой ценный инженерный способ сравнения интенсивности процессов износа в различных системах для различных материалов. В частности, величина K/H_s или k ($\text{мм}^3/\text{Нм}$) называется размерным коэффициентом износа, который представляет собой объем материала, удаляемого в результате износа (мм^3) на единицу нормальной нагрузки (Н) на расстоянии скольжения (м) [60].

Г. Фляйшер разработал энергетическую теорию износа [45, 44], основанную на гипотезе, которая гласит, что энергия, поступающая в исходный материал, посредством непосредственного контакта поверхностей, начинает накапливаться.

Затем при превышении определенного уровня энергии появляются частицы износа. На основании этого можно вывести коэффициент пропорциональности, через соотношение между работой сил трения и объемом продуктов износа. Этот коэффициент называется поверхностной плотностью энергии wf^* и определяется экспериментально. Эта модель может быть также легко интегрирована в численные расчеты.

Другие модели износа, которые являются менее значимыми или которые трудно использовать при численных расчетах, можно найти у Като [69].

Поверхности, подверженные смешанному и граничному режиму смазки, имеют разницу в шероховатости по сравнению со своим первоначальным состоянием. Обычно величина шероховатости снижается за счет износа, что сопровождается уменьшением граничного трения и интенсивности изнашивания в начале эксплуатации. Этот процесс называется приработкой. Изменение шероховатости в процессе работы сложнонагруженного подшипника скольжения будет оказывать влияние на его характеристики и на гидродинамические давления.

В работах Дженга и Гао [64] для описания процесса уменьшения шероховатости в результате износа используются среднеквадратические значения. Кроме того, в расчетах используются коэффициент асимметрии S_k и коэффициент эксцесса K_u . С другой стороны, в работах Штайнера [105] и Подры [95] для описания процесса приработки используются кривая опорной поверхности. В дополнение к описанию поверхностей через статистические параметры, для характеристики трибологических свойств шероховатой поверхности можно использовать коэффициенты расхода, интегральные кривые контактного давления при непосредственном соприкосновении поверхностей. Описание этой модели можно найти в работах Патира и Ченга [34], а описание модели интегральных контактных давлений представлено в работе Бартела [20]. На распределение коэффициента расхода и интегральных давлений влияют геометрические изменения поверхности в процессе приработки. Описание влияния этой модели можно найти в работе Авасти и др. [12].

Расчету износа подшипников скольжения, подверженных смешанному режиму смазки, посвящено сравнительно небольшое число работ. Сравнительные расчеты новых подшипников скольжения с изношенными представлены в работах Филлона и Бойера [42] и Бойера и др [25]. Однако, при расчете, для описания непрерывного перехода из одного состояния в другое, не используется модель износа. Вместо этого были проведены расчеты, учитывающие геометрию зазоров новых и изношенных подшипников, и дальнейшее сравнение изменение в результатах расчетов. В работах Фату и Бонно [41] расчет износа при приработке шатунных подшипников выполняется с использованием модели Арчарда. Для учета процессов приработки используются аналитические функции контактного давления и изменения геометрии поверхности, которая приводит к снижению среднеквадратического значения шероховатости поверхностей от нового подшипника к приработанному в зависимости от возникающего износа. Приработка считается завершенной, когда среднеквадратическое значение настолько мало, что износа больше не происходит. Для проведения расчетов подшипников скольжения, которые после приработки все еще подвергаются смешанному режимам смазки, данный метод использовать невозможно. Требуется дальнейшее развитие моделей для того, чтобы прогнозировать износ подшипников, постоянно работающих в режиме смешанной смазки.

Оценка скорости износа также может быть выполнена экспериментально в процессе испытаний элементов подшипника в условиях, максимально приближенных к реальной эксплуатации, насколько это возможно. Эта процедура часто используется для прогнозирования износа подшипников при различных нагрузках, скоростях, температурах и маслах. Однако отмечается, что ускоренные испытания подшипников на износ должны проводиться с осторожностью, чтобы гарантировать, что механизм износа сопоставим с тем, что возникает в реальной эксплуатации, а также условия работы соответствуют реальным [48].

1.2.4 Некоторые аспекты проектирования подшипников скольжения

Для гидродинамических подшипников течение масла в зазоре между шейкой вала и вкладышами связано в первую очередь с геометрическими характеристиками подшипника, такими как зазор, канавки и отверстия для подачи масла. Максимальные гидродинамические давление (МГДД) и минимальная толщина смазочного слоя (МТСС) тесно связаны с диаметром подшипника (D) и его шириной (B). Большая ширина подшипника или больший диаметр подшипника могут уменьшить МГДД и увеличить МТСС.

При проектировании подшипников скольжения важное значение имеет обоснование выбора относительной ширины подшипника B/D . Обычно стремятся к увеличению B/D для получения низких значений гидродинамических давлений и больших значений толщины смазочного слоя.

Зазор подшипника скольжения представляет собой расчетную геометрическую разницу между радиусами подшипника и вала, через которую протекает масло. Небольшие зазоры могут обеспечить более высокие значения гидродинамического давления, что позволяет подшипнику более эффективно воспринимать внешние нагрузки. Однако малые зазоры препятствуют вытеканию масла, что приводит к повышению температуры масла и снижению его вязкости. И в этом случае повышается риск граничного режима смазки. МГДД обычно увеличивается, а МТСС уменьшается по мере уменьшения зазора подшипника [82]. Нижние пределы зазоров подшипников обычно равны 0,6% диаметра вала для шатунных подшипников и 0,75 % для коренных подшипников [18].

Источники подачи масла в подшипниках выполняются в виде канавок и отверстий. Канавки могут быть сделаны частичными или с полным охватом по окружности подшипника. При высоких нагрузках возрастает риск непосредственного контакта между поверхностями подшипника, а также возможность повреждения, вызванного кавитацией. В связи с этим обоснование расположения и видов источников смазки является важным направлением в проектировании подшипников. При этом, например в ДВС, отверстия и канавки

обычно делают только в верхнем коренном и нижнем шатунном вкладышах, которые в такте сжатия испытывают меньшие нагрузки [86, 31].

Одной из перспективных технологий для снижения трения в подшипниках скольжения в условиях гидродинамической смазки является применение лазерного микротекстурирования (рисунок 1.8) на поверхностях вкладышей [149].

Экспериментально показано, что текстура, состоящая из микроуглублений, частично нанесенных на периферийные участки вкладыша подшипника, снижает трение в среднем примерно на 6% и 13% в зависимости от плотности микроуглублений.

Теоретические основы расчёта и проектирования конструкций сложнонагруженных подшипников скольжения с микротекстурированием поверхностей трения изложены в работах К.В. Гаривлова, М.А. Иззатуллоева [150, 152].

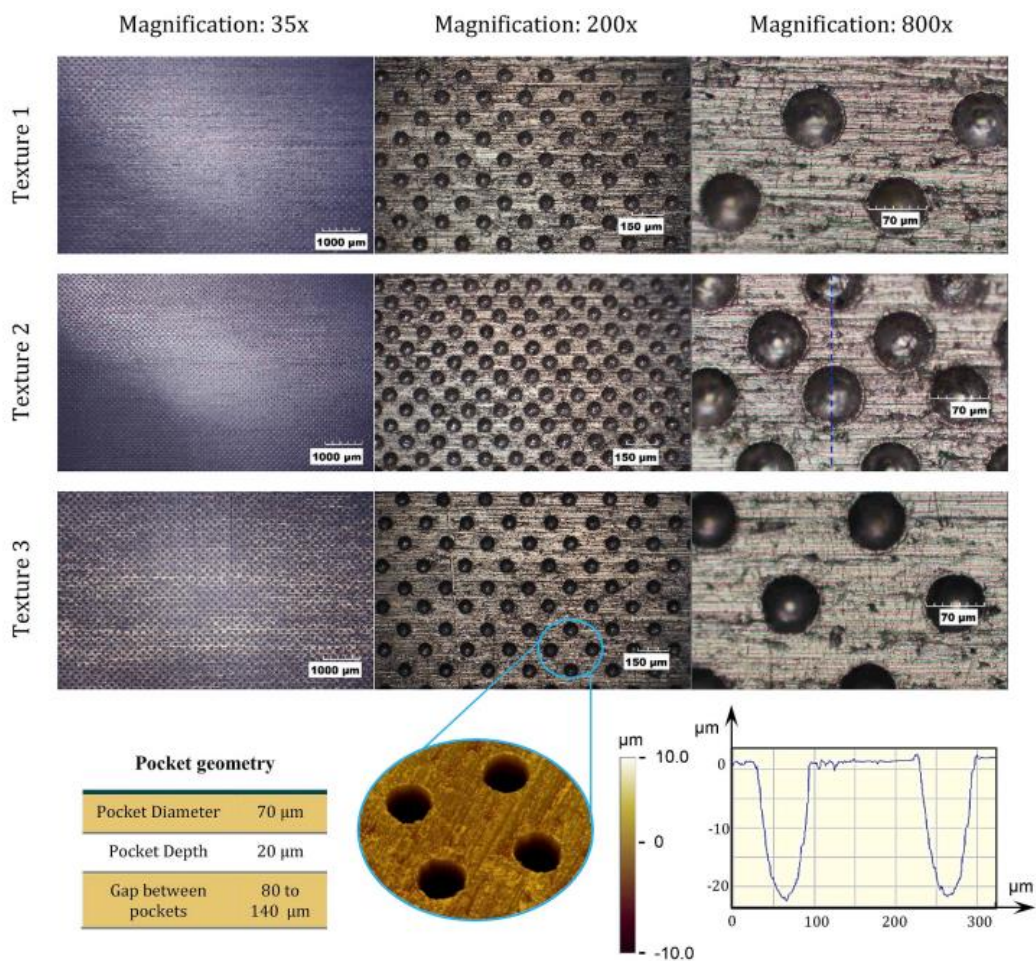


Рисунок 1.8 – Лазерное текстурирование поверхности вкладыша

1.2.5 Компьютерное моделирование сложноподшипников скольжения

Известны некоторые имитационные модели, которые могут быть использованы для прогнозирования трения и износа автомобильных подшипников [6, 75, 85], а для получения точных прогнозов необходимо учитывать соответствующие внешние факторы. Часто вычислительные модели разрабатываются и проверяются с использованием данных экспериментальных исследований. В большинстве численных исследований износа и трения в подшипниках используется несколько допущений о механике поверхности и условиях эксплуатации. Сложности, связанные с износом и трением движущихся поверхностей, которые обычно представляют собой недетерминированные распределения неровностей, накладывают серьезные ограничения на анализ геометрии контакта и нагрузки.

Агдам и др. [2] провели аналитическо-экспериментальное исследование высоконагруженных подшипников скольжения со смазкой, пытаясь установить взаимосвязь между скоростью износа, потерями мощности на трение и повышением температуры во время работы. Корреляции между потерями мощности и повышением температуры были получены с использованием метода конечных элементов. Соотношения, приведенные в этой работе, могут быть полезны для прогнозирования износа, на который влияют граничные и геометрические эффекты. Однако эта работа также демонстрирует необходимость дальнейших исследований моделей прогнозирования износа, которые тесно связаны с механизмом износа, режимом смазки и конфигурацией (геометрической формой) поверхностей трения.

Поскольку износ сопряжений ограничивает долговечность многих механических систем, то вычислительные модели должны быть способны моделировать не только конкретные условия работы, например двигателя, но и прогнозировать износ сопряжений в условиях смешанного режима смазки [149].

G.V. Daniel, K.L. Cavalca и др. выполнили упрощенный анализ износа сопряжений двигателя, предполагая, что он работает с постоянной частотой

вращения, не принимая во внимание процессы сгорания, внешний крутящий момент и другие параметры двигателя [46, 72]. Кроме того, в большинстве расчетных исследований износа деталей двигателя рассматривается прямой переход от режима гидродинамической смазки к режиму граничной смазки без учета упругогидродинамического режима и, следовательно, без учета упругопластических взаимодействий шероховатостей.

Некоторые расчетные исследования учитывали смену режимов смазки для оценки влияния вибрации двигателя на износ с использованием алгоритмов обновления профиля поверхности и скоростей износа [79].

Для разработки точных вычислительных процедур крайне важны экспериментальные данные с испытательных стендов. Испытательные стенды могут предоставить основные данные для моделирования и измерения скорости износа и других трибологических характеристик для проверки вычислительных моделей и алгоритмов [28]. Влияние адаптации поверхности, вызванной износом при приработке, на трение в подшипниках считается важным аспектом вычислительных моделей [30]. Процесс износа не только изменяет шероховатость поверхности, но также может изменить геометрию поверхности, что, следовательно, изменяет контактное давление в подшипнике, а также может вызвать перекосы [76, 63].

Кроме того, профили износа важны для моделирования трения, поскольку трение зависит от характера контакта неровностей между контактирующими поверхностями. Следовательно, использование фактического профиля поверхности и ее механической упругой деформации под нагрузкой может привести к более точным оценкам работоспособности подшипников. Чтобы смоделировать точный профиль износа подшипника во время работы двигателя, скорость износа поверхности подшипника должна быть измерена после пробных запусков [28].

Измеренные величины износов поверхностей трения могут быть усреднены по результатам повторных испытаний и использованы в качестве базы данных для

нескольких программ моделирования при прогнозировании трения и изнашивания подшипников [51, 53].

С. Priestner, Н. Allmaier и др. [28, 52] прогнозы, полученные с помощью компьютерной модели подшипника в программе AVL Power Unit, сравнивали с измерениями, выполненными на стенде для испытаний подшипников скольжения LP06 компании MIBA-Bearing Group. В этом испытательном стенде к вращающемуся подшипнику прикладывается статическая и динамическая нагрузка, и ее параметры используются при построения вычислительной модели для прогнозирования износа. Моделирование подшипника авторами было выполнено с использованием тестовых условий нагрузки, температуры, скорости вращения вала и свойств масла. Такой тип расчётно-экспериментального анализа может обеспечить прочную основу для дальнейших программ моделирования и прогнозирования отказов в подшипниках, вызванных трением и износом.

Райхарт и др. [102] представили расчетное исследование износа подшипника скольжения с шероховатой поверхностью без смазки и в режиме смешанной смазки, включая измерения топологии поверхности подшипника и шейки. В этом исследовании анализ предусматривал микроскопическое описание шероховатых поверхностей с использованием метода конечных элементов. В анализе использовалась модель смешанной смазки, предложенная Лоренцем [17]. На основании доступной литературы [54] износ, оцененный для режимов без смазки, хорошо согласуется с опубликованными результатами. Однако оценка износа для подшипника, работающего в режиме смешанной смазки, не соответствовала имеющимся результатам, что указывает на необходимость дальнейших исследований.

Ф. Бергманн и др. [91] получили экспериментальные коэффициенты износа подшипников скольжения на испытательном стенде в условиях «старт-стоп» и применили собственный вычислительный алгоритм для анализа износа. Компьютерное моделирование в программном комплексе COMSOL на основе экспериментальных коэффициентов с использованием метода конечных элементов позволило провести динамическую численную оценку процессов изнашивания.

Прогнозы, сделанные в результате вычислений, отражают тенденции, аналогичные тем, которые были получены в экспериментах. Однако также отмечается значительное отклонение в значениях расчётного и экспериментального износа. Это отклонение было связано с выбранной консервативной моделью контакта, что привело к недооценке шероховатости контакта и износа. Исследование показало потребность в более полной модели контакта, которая позволила бы варьировать интенсивность контакта между неровностями, чтобы расширить возможности прогнозирования износа подшипника посредством моделирования.

Жаровым И.А. [127] был предложен комплекс программ моделирования системы «коленчатый вал-подшипники-опоры» поршневых машин, в котором реализован алгоритм расчёта траекторий движения центра вала в подшипниках с учётом совместных угловых движений шеек вала и перемещений опор. Был предложен метод прогнозирования вероятности задира, основанный на совместном расчёте коленчатого вала и подшипников с учётом девиации шеек, режимов смешанной смазки, линейной и угловой податливости опор и их несоосностей.

Алгоритм определения вероятности задира сложнонагруженного подшипника скольжения впервые был предложен С.М. Захаровым [131]. Необходимым условием задира является образование устойчивого режима граничного трения. Достаточными условиями задира, как отмечает С.М. Захаров, «следует считать достижение зоной граничного трения предельной величины, при которой поверхностные температуры поднимаются до значений $T_{кр}$, приводящих к разрушению граничных слоёв смазки» [131]. Алгоритм включает в себя следующие шаги:

1. нахождение продолжительности зон граничного трения при работе подшипника по результатам гидродинамического расчёта и критической толщине смазочного слоя с учётом вероятностного характера шероховатости поверхностей подшипника;

2. определение распределения продолжительности зон граничного трения по углу поворота коленчатого вала на данном режиме работы;

3. определение предельной продолжительности зоны непрерывного контакта, при превышении которой происходит задира.

1.2.6 Развитие экспериментальных методов исследования подшипников

Экспериментальные исследования подшипников скольжения проводят для решения ряда задач: получения триботехнических характеристик конструкционных и смазочных материалов подшипника, необходимых для обоснования выбора материалов при проектировании; исследования закономерностей трения и изнашивания элементов подшипника; получения исходных данных для расчётов и моделирования подшипников; оценки надёжности и безопасности подшипников и других задач.

Для проведения исследований используют, как правило, два типа испытательных установок: универсальные машины с контактами по различным схемам (диск-палец, шар-диск, ролик-кольцо и т.п.) и специальные испытательные машины с натурными образцами подшипников скольжения.

С. Priestner, Н. Allmaier и др. [28] был разработан специальный испытательный стенд для подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей с двухопорным подшипником. Шейка испытываемого подшипника расположена на одном валу с опорными шейками и устанавливается в шатун, который соединен с гидравлическим приводом. Вал приводится в движение электродвигателем. На данном испытательном стенде используется система подачи масла, способная регулировать температуру масла в диапазоне 50-170°C. Максимальная динамическая нагрузка, прикладываемая к подшипникам, составляла 500 кН в диапазоне частот 0–100 Гц. В процессе испытаний измерялись температура масла, момент трения и электрический сигнал контакта между приводным валом и подшипником, который может указывать на наличие и интенсивность контакта шероховатостей. Тестовые испытания длились до 15 часов, а все измерения были усреднены за все время для дальнейшего анализа.

Т. Katafuchi и М. Kasai [107] был разработан испытательный стенд Idemitsu Kosan для изучения надежности подшипников и тестирования различных

коммерческих масел, в том числе для оценки влияния смазочных материалов с низкой вязкостью на автомобильные подшипники скольжения. В этом испытательном устройстве к подшипникам подавалось масло, и нагрузка на подшипники колебалась так же, как и в реальных двигателях. Было проведено два испытания, оба при частоте вращения вала 500, 1000, 2000 и 3000 об/мин и температуре масла 60, 80 и 100°C. В первом испытании статическая нагрузка увеличивалась от 1 до 10 кН с шагом 1 кН, а во втором статическая нагрузка 8 кН изменялась на ± 3 кН. Были измерены возникающие силы трения. Оценивалась работа подшипников с различными моторными маслами. В этом исследовании было показано, что при использовании масла с более низкой вязкостью не только контакт между валом и подшипником скольжения происходит при более лёгких условиях работы, но и что этот контакт более вероятен при использовании базовых масел высокой степени очистки, чем при использовании базовых масел низкой степени очистки.

Один из ведущих производителей подшипников скольжения компания Federal Mogul (FM) также разработал специальные трибометры, аналогичные тем, что производятся компаниями MIBA и Idemitsu, для анализа износа подшипников при различных нагрузках и условиях смазки. Разработка таких стендов обусловлена необходимостью разработать подшипники, адаптированные к тяжёлым условиям эксплуатации двигателей, например, наблюдаемым в двигателях с системами «старт-стоп». Испытание на схватывание, разработанное FM и называемое «стресс-тестом», включает первую фазу испытаний, которая проводится при полной смазке (5 часов) с пошаговым увеличением нагрузки и скорости, чтобы обеспечить некоторую первоначальную адаптацию и приработку поверхностей, и вторую фазу (30 часов) при практически полном прекращении подачи масла. Это испытание позволяет оценить стойкость подшипников к заеданию и износу с учётом шероховатости вала, толщин слоя покрытия подшипника и изменения материала. Для имитации режима «старт-стоп» FM разработала «тест Nautilus», в котором гидроцилиндр имитирует приложение нагрузки 60 МПа при вращении вала 1200 об/мин, повторяя процедуру 5 раз в

течение 1 мин. Затем при скорости 4200 об/мин процедуру проводят 5 раз по 5 мин и при нагрузке 127 МПа проводят испытания 6 раз по 5 мин. Экспериментальные результаты показывают, что любой материал подшипника, выдержавший 30-минутное испытание, демонстрирует превосходную износостойкость и сопротивление заеданию [62]. Однако несмотря на то, что испытания проводятся в тяжелых условиях износа подшипников, они не воспроизводят реальных условий двигателя, которые подшипник должен выдерживать.

Гебрецадик и др. [32] использовали испытательную установку «Block-on-Ring» (схема «ролик-колодка») для оценки характеристик нескольких биметаллических и многослойных подшипниковых материалов, не содержащих свинца, с различными составами антифрикционного сплава и покрытия. Для исследования трения и износа из вкладышей подшипников вырезали опытные образцы в виде колодок, а ролик изготавливали из высококачественной стали с известной шероховатостью. Нижний ролик приводился в движение и на него устанавливалась колодка. Нижняя часть испытательного ролика была погружена в масляную ванну. В этом исследовании были получены важные результаты, свидетельствующие о том, что вкладыши подшипников на основе PAI, содержащие графит и MoS_2 , обладают лучшими антифрикционными и износостойкими свойствами, чем материалы на основе свинца и алюминия-олова, что уже отмечалось в других исследованиях [1].

Саммер и др. [40] изучили возможности двух лабораторных испытательных стендов для оценки повреждения поверхности подшипников скольжения. Для автомобильных подшипников были изучены характеристики трения и износа, случаи заклинивания и условия пуска-остановки. В первом испытательном стенде была реализована модель «кольцо-диск» со смазочным материалом, в которой образцы дисков были изготовлены из подшипниковых материалов. Однако следует подчеркнуть, что различия в типе масла, площади контакта, трении и температурных характеристиках могут повлиять на конечные результаты по сравнению с подшипниками в эксплуатации [66]. На втором испытательном стенде два полностью смазываемых подшипника были испытаны в контакте с

вращающимся валом. На этом испытательном стенде использовалось несколько датчиков, обеспечивающих надежные измерения характеристик трения подшипников. Результаты показали, что два экспериментальных стенда можно использовать для точного описания явлений трения, заедания и износа в подшипниковых системах, что дает возможность получить важные рекомендации по выбору масла и материалов подшипников.

Экспериментальным измерениям характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения (подшипников коленчатого вала ДВС) посвящены работы С.М. Захарова, Ю.В. Рождественского, В.Н. Прокопьева, В.И. Суркина, В.Н. Никишина и других [130, 148, 145, 152, 155, 160, 159]. В этих работах для измерения толщины смазочного слоя в подшипниках работающих ДВС использовались индуктивные и емкостные методы.

Г. Бранскилл, Э. Хантер и др. [26] разработали метод измерения, основанный на микроактивных ультразвуковых датчиках (рисунок 1.9), которые могут быть встроены в компоненты двигателя, чтобы обеспечить дискретное измерение толщины смазочной пленки без необходимости механической обработки и встраивания датчиков непосредственно в шейку вала или вкладыш.



Рисунок 1.9 – Комплект датчиков, установленных на обратной стороне вкладыша

Датчики могут быть откалиброваны как под измерения в реальном времени в эксплуатации, так и для лабораторных измерений, включая измерение износа.

Результаты последовательно показали (рисунок 1.10), что более низкая вязкость масла приводит к более низким толщинам смазочного слоя и более низким рабочим температурам, и позволили количественно оценить снижение потерь

мощности, которое может быть достигнуто за счет применения маловязких моторных масел. Измеренные значения толщин смазочного слоя показали хорошую корреляцию с результатами моделирования, доказывая, что метод может быть использован в качестве мощного инструмента для оценки влияния изменений типа масла, конструкции двигателя и работы двигателя на распределение толщин смазочного слоя в подшипниках работающего ДВС.

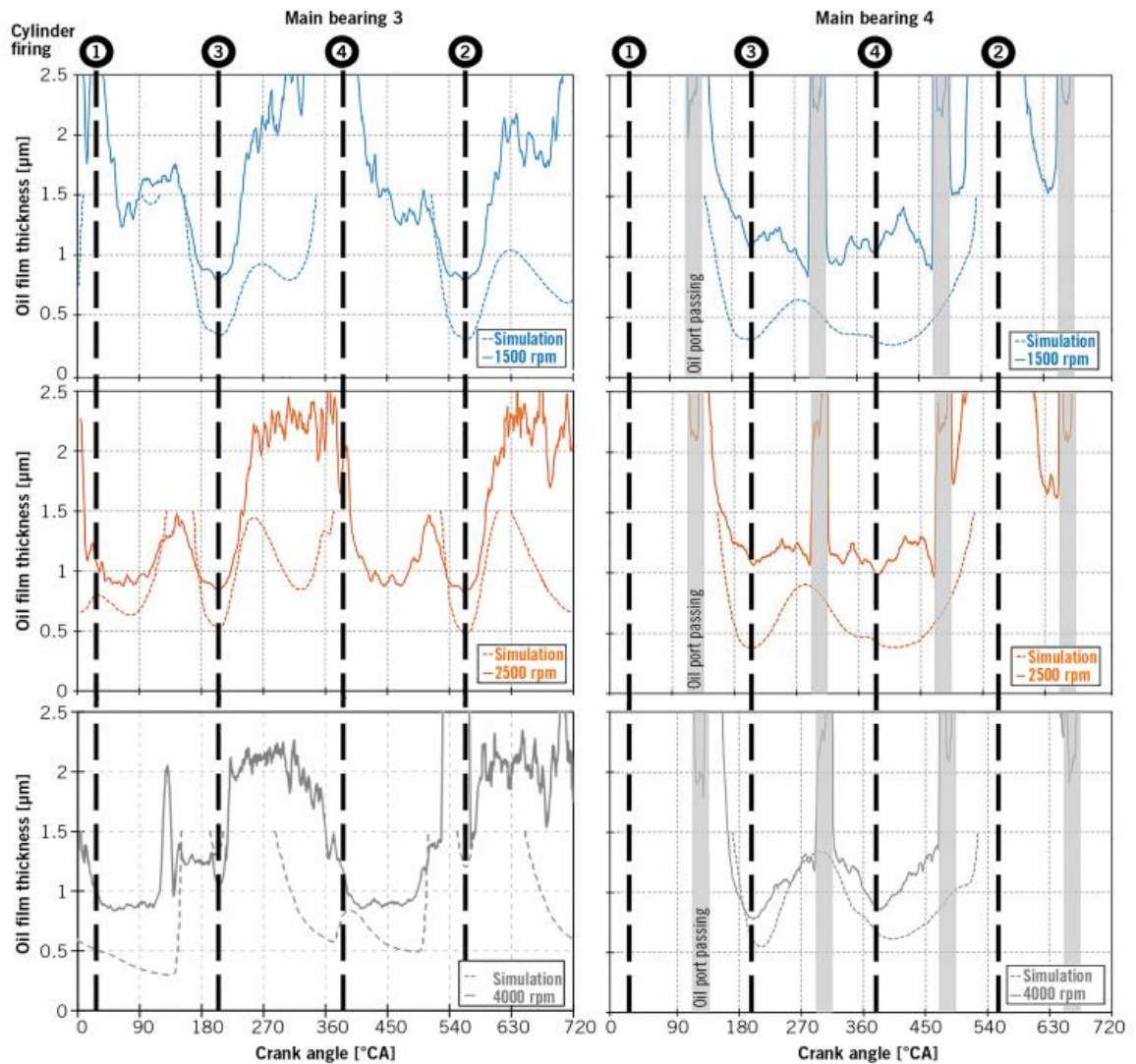


Рисунок 1.10 – Измеренные с помощью ультразвуковых датчиков и расчётные значения минимальной толщины смазочного слоя в коренных подшипниках ДВС [26]

1.3 Цель и задачи исследования

На основании выполненного обзора была выполнена постановка цели и задач исследования.

Цель исследования: разработка комплексной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётно-экспериментального моделирования изнашивания поверхностей трения, позволяющей при проектировании машин и механизмов на ранних этапах оценивать условия возникновения отказа.

Задачи:

1. Разработать критерии оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

2. Разработать алгоритм оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей.

3. Исследовать реологические и вязкостно-температурные свойства свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, влияние концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения.

4. Провести параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчёта динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5 и определить критерии их предотказного состояния.

2 РАСЧЁТНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

2.1 Вводные замечания и допущения

Определение предотказного состояния подшипников скольжения, которые нагружены силами, переменными по величине и по направлению, является весьма трудоемкой и многопараметрической задачей. На практике определить момент, который соответствует предотказному состоянию, можно только по косвенным признакам, а во многих случаях не представляется возможным. Поэтому разработка различного рода математических моделей, позволяющих на ранней стадии проектирования оценить не только ресурс трибосопряжений, но и долговечность машины или механизма в целом, является актуальной задачей современного машиностроения.

Качение и скольжение тел одного по другому при подаче смазки под давлением приводят к образованию в зоне контакта поверхностей тел смазочного слоя или пленки. Толщина этого слоя – от 0,1 до 100 мкм, что на несколько порядков больше размера молекулы смазки. Поэтому для исследования течения смазочного слоя можно применять методы механики сплошных сред, в частности, гидродинамику.

Объектом теоретических исследований процессов смазки является тонкий смазочный слой, который расположен между перемещающимися друг относительно друга поверхностями трения. Поведение указанного смазочного слоя обычно принято описывать набором уравнений гидродинамики, упругости, теплопередачи. Поверхности трения сопряжения считаются упруго-пластическими границами слоя смазки.

Предметом теоретических исследований является математическая модель физических процессов в слое смазки и окружающих его границах. В зависимости от уровня детализации процессов в слое различают следующие методы исследования (решения) математической модели:

- аналитический метод – учтены лишь основные процессы, математическая модель допускает аналитическое решение в виде конечных формул;
- численный метод – допускает решение математической модели, более подробно описывающей физические процессы в смазочном слое. Решение получается в виде числовых значений искомых параметров;
- аналитико-численный метод – какая-то часть математической модели проинтегрирована аналитически, а оставшаяся часть решается численно, с использованием результатов аналитического решения, что ускоряет проведение расчетов.

При проектировании узлов трения применяют метод оптимизации, позволяющий отыскать наилучшие значения основных параметров узла трения, обеспечивающих его максимальную долговечность.

Процесс изнашивания узлов трения машин и механизмов зависят от большого количества факторов, степень влияния которых в большинстве случаев можно оценить только на основе экспериментальных исследований. В результате диссипации энергии на фактических пятнах контакта наблюдается рост температуры, которая в сочетании с высоким гидродинамическими давлениями приводит к заметным изменениям свойств поверхностных слоев. Эти изменения вызывают значительные температурные напряжения. В микрообъемах поверхностных слоев протекают процессы, связанные с термическими взаимодействиями, наиболее интенсивно начинают протекать процессы окисления, на фоне повышенных температур образуются различного рода химические соединения, наблюдаются процессы ускоренной взаимной диффузии. Возможное взаимодействие жидкостей и газов, присутствующих в зазоре, с поверхностями твердых тел в процессе трения, наряду с вышеперечисленными процессами, образуют так называемое «третье тело». Это существенно изменяет величину молекулярной составляющей трения. Наблюдается эффект Ребиндера, когда поверхностный слой с измененными свойствами испытывает значительные деформации при трении. Его свойства в сочетании со свойствами исходного материала определяют износостойкость и сдвиговые сопротивления.

Разрушение при трении имеет кумулятивный характер и является результатом последовательного многократного накопления повреждений. Поэтому износостойкость весьма чувствительна к незначительному изменению свойств материалов, изменению природы защитных пленок на поверхности, например, за счет присадок к маслам. Сложность этих явлений иллюстрирует схема основных факторов, которые необходимо учитывать при анализе фрикционного взаимодействия твердых тел (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 –Схема факторов, влияющих на фрикционное взаимодействие твердых тел

На основе вышесказанного можно сделать вывод, что разработка математических моделей для предсказательного моделирования на протяжении многих лет остается сложной задачей. Обычно математические модели, описывающие различные виды изнашивания трибосопряжений, содержат большое количество параметров или факторов, которые требуют экспериментального определения. Из-за сложности явлений, протекающих в трибосопряжениях, а также процессов изнашивания поверхностей трения применение большинства разработанных математических моделей и теорий изнашивания в инженерной практике весьма ограничено.

В реальных условиях проектирования узлов трения инженеры и исследователи используют приближенные, довольно простые и адекватные математические модели изнашивания. Эти модели часто включают с программные комплексы для решения инженерных задач.

Основные положения, которые были использованы для создания математических моделей и разработки методики расчета предотказного состояния сложнонагруженных трибосопряжений машин, изложены в работах [87, 103, 151, 115, 162, 131, 130, 152]

Основные допущения, использованные при создании математических моделей, сформулированы следующим образом.

Для расчета гидромеханических характеристик трибосопряжений были приняты базовые допущения гидродинамической теории смазки [161]:

1. внутреннее трение смазочного материала обуславливает процесс трения в трибосопряжении;
2. смазочный материал адсорбируется на поверхностях трения шипа и подшипника, при этом скорость граничных слоев равна скорости соответствующей поверхности;
3. принято предположение о полном заполнении пространства между шипом и подшипником, несущая область определяется принятыми граничными условиями;
4. течение смазочного материала считается ламинарным, возможные зоны кавитации и силы инерции не учитываются;
5. упругие деформации шипа подшипника не принимаются во внимание, поверхности трения считаются жёсткими;
6. шип и подшипник считаются соосными, перекося не учитываются;
7. при решении тепловой задачи рассматривается изотермический подход, теплообмен между смазочным материалом и поверхностями трения не учитывается.

Для нахождения контактных параметров, которые определяют напряжённое состояние в трибосопряжении, были приняты следующие допущения [138, 162]:

1. корпус подшипника считается жестким, вкладыши установлены с натягом, достаточным для исключения проскальзывания;
2. внутренний радиус вкладыша намного больше их толщины;

3. нагрузка равномерно распределена по длине подшипника, перекос вала относительно корпуса подшипника не учитывается;

4. материал элементов трибосопряжения (вал, вкладыши) считается однородным и изотропным, его поведение описывается линейной теорией упругости;

5. температура в подшипнике изменяется незначительно, применен изотермический подход;

6. внешняя нагрузка приложена к оси вала;

7. объемными деформациями элементов трибосопряжения пренебрегаем;

8. интенсивность изнашивания является функцией контактных давлений и не меняется со временем;

9. по мере изнашивания подшипника напряжённое состояние в зоне контакта сохраняется на одном уровне до момента достижения предельного зазора;

10. твёрдость вала выше твердости вкладыша (прямая пара трения).

С.М. Захаров в своей работе [131] предложил алгоритм для моделирования изнашивания сложнонагруженных подшипников скольжения теплового двигателя. Этот алгоритм состоит из следующих блоков:

1. реализация характерных режимов работы подшипника в составе машины;

2. определение гидродинамических характеристик подшипников скольжения на выбранных режимах работы;

3. расчет возможного износа элементов трибосопряжения (шейки вала и вкладыша) с учетом различных механизмов изнашивания, имеющих место в исследуемом трибосопряжении.

В предлагаемой методике, в отличие от работы [131], особое внимание сфокусировано на учёте изменения геометрии подшипника в процессе изнашивания, влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения, а также разработке критерия оценки предотказного состояния сложнонагруженных трибосопряжений на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения. Это обосновано тем, что смазочный материал, содержащий свободно перемещающиеся твердые частицы,

рассматривается как один из определяющих факторов, влияющих на интенсивность изнашивания поверхностей трения сложнонагруженного подшипника скольжения, что в свою очередь определяет его износостойкость и, как следствие, ресурс.

Представленный в текущей работе алгоритм, в отличие от работ Захарова С.М., для определения износа и ресурса сложнонагруженных трибосопряжений включает следующие шаги:

1. на основе решения гидродинамической задачи определяют гидромеханические характеристики подшипника скольжения;
2. определяются положение и продолжительность зоны контактного взаимодействия составных элементов трибосопряжения;
3. определяется величина износа вала и втулки в зоне их контактного взаимодействия;
4. построение диаграмм износа;
5. расчет ресурса трибосопряжения до достижения предельного зазора;
6. построение кривой износа.

2.2 Внешняя нагрузка и гидродинамические давления

Шатунный подшипник коленчатого вала теплового двигателя является типичным представителем сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения. Для расчета внешних сил (газовых и инерционных), в качестве исходных данных обычно используют индикаторные диаграммы (зависимость давления газов от угла поворота коленчатого вала) для режимов номинальной мощности или максимального крутящего момента, а также вязкостно-температурную характеристику моторного масла.

В классической гидродинамической теории смазки движение жидкости в тонком смазочном слое сложнонагруженных трибосопряжений описывается тремя фундаментальными законами: законами сохранения количества движения, массы и энергии. К уравнениям, составленным на основе законов сохранения, добавляются уравнения движения элементов трибосопряжений.

Проблематика теории гидродинамических трибосопряжений характеризуется совокупностью методов решения трех взаимосвязанных задач:

1. Определение условий устойчивости и параметров нелинейных колебаний (перемещений) вала на смазочном слое, расчет траекторий его движения.

2. Расчет поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения шипа и подшипника, при произвольном законе их относительного движения.

3. Расчет температуры смазочного слоя и теплонапряженности трибосопряжения в целом.

Для расчета динамики сложнагруженного подшипника скольжения рассматриваются дифференциальные уравнения движения второго порядка, результатом решения которых являются координаты центра шипа в пространстве зазора в системе координат, связанной с подшипником (вкладышем). Последовательное построение этих координат за весь период нагружения позволяет получить замкнутую траекторию под действием внешней периодической нагрузки.

Обычно для тяжело нагруженных подшипников скольжения, типичным представителем которых являются шатунные и коренные подшипники тепловых двигателей, уравнения движения рассматриваются в форме уравнений равновесия, так как эффективная масса шипа пренебрежимо мала по сравнению с действующими на неё нагрузками [152].

Для решения уравнений движения наиболее распространенными методами являются [155, 151]:

- метод Ньютона с заранее определенными начальными условиями;
- методы Рунге-Кутты первого и второго порядка с произвольными начальными условиями;
- метод Хоболта или метод нецентральных разностей третьего порядка;
- метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад (ФДН), первого и второго порядка;

– метод Фаулера-Уортона с соответствующими начальными условиями и другие.

Для решения задач о давлении в тонком смазочном слое в настоящее время разработано довольно большое количество приемлемых математических моделей, которые при определенных допущениях и граничных условиях позволяют получить распределение гидродинамических давлений в пространстве зазора [151]. Наиболее распространенным уравнением для решения задачи о давлении является уравнение Рейнольдса в комбинации с граничными условиями Свифта-Штибера [119]. В последнее время довольно широко стало применяться уравнение Элрода с граничными условиями Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО) [120, 93]. Методы решения этих уравнений хорошо разработаны и успешно применяются при выполнении проектирования трибосопряжений и в научных исследованиях.

Среди численных методов решения уравнений для давлений в тонком смазочном слое наибольшее распространение получили методы конечных разностей (МКР), которые с достаточной степенью точности позволяют получить эпюру гидродинамических давлений за приемлемое время. В последнее время многие исследователи с успехом стали применять вариационно-разностные методы с использованием конечно-элементных (КЭ) аппроксимирующих моделей. Например, в работе [27] уравнение Рейнольдса было решено методом КЭ. Давление дискретизировано к N узлам сетки. Однако, МКЭ нашли широкое применение, в большинстве случаев, для статически нагруженных подшипников. Также их используют при решении упруго-гидродинамических задач смазки [27, 121, 90, 106, 70] благодаря чрезвычайно простой стыковке гидродинамической и упругой подзадач. Недостатком таких комплексных расчетов являются чрезмерные временные затраты.

Внешняя сила, действующая на шип, уравнивается гидродинамическими давлениями, возникающими в слое смазки. Результирующая сила гидродинамических давлений (ГДД) называется главным вектором сил, или гидродинамической реакцией, или несущей способностью смазочного слоя. Величину главного вектора обычно определяют, проинтегрировав распределение

гидродинамических давлений по всей площади поверхности трения шипа или подшипника:

$$\bar{R} = R \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z) \cdot d\varphi \cdot dz, \quad (2.1)$$

где R – радиус шипа или подшипника; $p(\varphi, z)$ – распределение ГДД по смазочному слою; φ, z – угловая и осевая координаты рассматриваемой точки смазочного слоя.

Несущая область смазочного слоя – это часть смазочного слоя, имеющая избыточное давление смазки и воспринимающая внешнюю нагрузку. Она имеет две границы в окружном направлении: начальную φ_n и конечную φ_k . В осевом направлении несущая область ограничена торцами опоры и маслоподводящими кольцевыми канавками (при их наличии).

Для подшипника конечной длины граница φ_n несущей области зависит от места подачи смазки и ее количества. В полноохватном цилиндрическом подшипнике с подачей значительного количества масла в нагруженную зону полагают, что несущая область начинается в месте наибольшего зазора: $\varphi_n = \varphi(h_{max})$.

Конец несущей области зависит от способности смазки сохранять свою сплошность при переходе от конфузурной части зазора к диффузурной.

Существуют три гипотезы для выбора координаты φ_k конца несущего слоя.

Гипотеза Рейнольдса. Величина φ_k выбирается из условия

$$p = 0; \quad \frac{dp}{d\varphi} = 0. \quad (2.2)$$

Величина φ_k выбирается из условия, что обрыв масляного слоя происходит в сечении наименьшей толщины смазочного слоя:

$$\varphi_k = \varphi(h_{min}). \quad (2.3)$$

Условие Зоммерфельда. Величину φ_k определяют из условия, что место обрыва масляного слоя совпадает с местом нулевого давления, а отрицательные давления не учитывают:

$$\varphi_k = \varphi(p = 0); \quad p \geq 0. \quad (2.4)$$

Наиболее полно физической картине процесса разрушения смазочного слоя отвечает условие Зоммерфельда (2.4) но чаще используется при расчетах условие

(2.3), как наиболее простое, кроме того, при использовании условия (2.3) расчетное значение несущей способности \bar{R} получается несколько меньшим, чем реальное, что благоприятно сказывается на работоспособности рассчитываемых гидродинамических опор.

Для оценки теплового состояния сложнонагруженного трибосопряжения применяют несколько подходов: изотермический, адиабатический, термогидродинамический (неизотермический).

Неизотермический подход [152, 164, 136] обеспечивает наиболее реальные тепловые процессы, происходящие в тонком смазочном слое подшипника. Однако, этот метод является очень трудоемким, что при совместном решении трехмерного уравнения энергии, уравнений теплопереноса с учетом геометрии поверхностей трения, увеличивает время расчета на каждом шаге интегрирования уравнений движения на 2 порядка. Если при этом учитывать неньютоновское поведение смазочного материала и изменение геометрии поверхностей трения, возникающие в процессе функционирования, то время расчета увеличивается еще на два порядка.

Применение адиабатического подхода [71, 144] приводит к тому, что температуры, полученные в процессе решения задачи о давлении, оказываются сильно завышенными. Это приводит к снижению точности и достоверности полученных результатов расчета.

В настоящей работе для оценки теплового состояния элементов сложнонагруженного трибосопряжения был применен изотермический подход. Корректность результатов, полученных на основе применения изотермического подхода, простота его использования была обоснована, многократно и успешно апробирована в исследовательских работах сотрудников ЮУрГУ [152, 159, 145, 136, 120, 119] и других авторов.

При изотермическом подходе считается, что температура отражает общую (среднюю или эквивалентную) тепловую нагруженность подшипника скольжения. Она определяется при решении уравнения теплового баланса. Это уравнение основано на равенстве средних за цикл значений теплоты, которая рассеивается в

тонком смазочном слое, и теплоты, отведенной смазкой, которая вытекает в торцы подшипника.

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге интегрирования уравнения движения определялось по следующей формуле

$$\Delta T = \frac{N}{Q_b \cdot \rho \cdot C_o}, \quad (2.5)$$

где N , Q_b – потери мощности на трение в тонком смазочном слое и торцевой расход смазки через подшипник на каждом временном шаге (за цикл нагружения), соответственно; C_o – теплоемкость смазочного материала.

2.3 Определение гидромеханических характеристик подшипника скольжения

Работоспособность сложнонагруженных подшипников скольжения, варианты их конструкций, а также возможность применения тех или иных конструкционных и смазочных материалов обычно оценивают сравнением параметров расчетных траекторий, по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры шеек, и следующим рядом гидромеханических характеристик (ГМХ) трибосопряжений:

- наименьшее и средние за цикл нагружения значение толщины смазочного слоя $\inf h_{min}, h_{min}^*$, мкм;
- наибольшее и средние за цикл нагружения значение гидродинамического давления в смазочном слое $\sup P_{max}, P_{max}^*$, МПа;
- максимальная и средняя удельная нагрузка f_{max}, f_{max}^* , МПа;
- относительные суммарные за цикл нагружения протяженности областей, где значения h_{min} меньше допустимых величин $h_{don} - \alpha_{h_{don}}$, %;
- среднеинтегральные за цикл потери на трение N^* , Вт, расход смазки в торцы подшипника Q^* , кг/с и температура в смазочном слое T^* , °С;
- значения углов α_h и α_p , при которых $h_{min} = \inf h_{min}$, $P_{max} = \sup P_{max}$.

Для оценки работоспособности трибосопряжений в качестве значимых критериев используются наименьшая допустимая толщина смазочного слоя h_{don} и наибольшее допустимое гидродинамическое давление P_{don} . [151].

Указанный набор взаимосвязанных ГМХ для сложнонагруженных подшипников скольжения позволяет оценить их теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность, а также расчетные траектории, по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры подвижных элементов подшипника.

Наиболее важным параметром, характеризующим вероятность контакта поверхностей трения и возникновение задира, является относительная суммарная за цикл нагружения протяженность области $\alpha_{h_{lim,cr}}$ в %, где значения h_{min} меньше допустимых величин $h_{lim,cr}$ (зона контактного взаимодействия).

Величина $h_{доп}$ обосновывается и назначается из условия обеспечения гидродинамического режима трения в сложнонагруженном сопряжении. Минимальная допустимая толщина масляного слоя должна быть больше средней суммы микронеровностей шипа и подшипника:

$$h_{доп} > R_{z1} + R_{z2}, \quad (2.6)$$

где R_{z1}, R_{z2} – высота микронеровностей шипа и подшипника.

Главное условие надежной работы подшипника скольжения – увеличение минимальной толщины смазочного слоя между валом и подшипником. При этом значении толщины слоя не допускается даже кратковременные соприкосновения микронеровностей поверхностей трения. Это достигается высокой точностью обработки поверхностей вала и подшипника, исключением осевых отклонений от правильной геометрической формы вала и подшипника (конусность, бочкообразность, седлообразность и др.), исключением перекосов и возможных деформаций, а также тщательной фильтрацией смазочного материала.

Оценка работоспособности подшипников скольжения также проводится по расчетным величинам относительных суммарных за цикл нагружения протяженности областей $\alpha_{h_{доп}}$ и $\alpha_{p_{доп}}$, где значения $inf h_{min}$ меньше, а $sup p_{max}$ больше допустимых величин. Если на какой-то части работы двигателя $inf h_{min} < h_{доп}$, то это означает, что на этом участке имеет место нарушение режима жидкостной смазки, и подшипник какую-то часть угла поворота коленчатого вала работает в условиях смешанной смазки. Опыт свидетельствует, что предельная

продолжительность зоны смешанной смазки не должна превышать 15-20%. В случае превышения этого значения резко повышается вероятность возникновения задира в подшипнике. При этом начинают работать высоковязкие граничные слои адсорбированной смазки на поверхностях трения, воспринимающие внешнюю нагрузку.

Наряду с минимальной толщиной смазочного слоя необходимо принимать во внимание величину максимальных гидродинамических давлений, которые определяют не только несущую способность подшипников, но и усталостную долговечность вкладышей трибосопряжения.

Решая задачу моделирования изнашивания подшипника скольжения, можно утверждать, что наиболее важным является распределение минимальной толщины смазочного слоя по угловой координате для статически нагруженного трибосопряжения. Для динамически нагруженного сопряжения (для нестационарной нагрузки) таким ключевым параметром является распределение минимальной толщины смазочного слоя по углу поворота вала. Это связано с тем, что именно сближение двух поверхностей трения определяет процессы изнашивания, а наиболее распространённый абразивный износ подшипника зависит от соотношения диаметра циркулирующих через подшипник абразивных частиц и толщины смазочного слоя в подшипнике.

В основу предлагаемой методики моделирования был положен алгоритм расчёта ГМХ подшипников коленчатого вала с учётом неньютоновских свойств смазочных материалов по методике, описанной в работах [141, 151].

2.4 Расчётно-экспериментальная методика определения предотказного состояния подшипников скольжения

Учитывая, что в процессе функционирования, особенно для периодически нагруженных трибосопряжений, на поверхностях трения возникают зоны с повышенной скоростью изнашивания, было выдвинуто предположение, что эти области располагаются в наиболее нагруженных областях поверхности трения и могут быть смоделированы простыми примитивами в виде овалов, окружностей

или секторов. Параметры указанных примитивов необходимо определять через заданное количество циклов нагружения и в дальнейших расчетах учитывать их в виде измененного зазора между шипом и вкладышем.

На основе анализа физики отказов подшипников скольжения, определение их предотказного состояния на этапе проектирования может предполагать решение следующих задач:

1. Определение предельного зазора в подшипнике.
2. Определение предельного значения вязкости масла.
3. Определение предельного значения овальности шейки вала и вкладышей.
4. Определение предельной площади выкрашивания поверхности вкладышей.
5. Определение предельного значения концентрации активных абразивных частиц в смазочном материале.

Важнейшей частью методики является экспериментальное определение вязкостно-температурных и реологических свойств масел, а также определение интенсивности изнашивания поверхностей втулки и шейки вала при граничном режиме смазки.

2.4.1 Геометрия смазочного слоя

Представленные в параграфе математические и функциональные зависимости сделаны на основе работ сотрудников кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ [152, 151, 150], в которых рассматривался радиальный подшипник с неидеальной геометрией, среднее поперечное сечение которого представлено на рисунке 2.2.

На рисунке 2.2 представлена схема сложнагруженного подшипника жидкостного трения, состоящего из шипа и подшипника. Внешние силы в каждый момент времени меняются по величине и направлению и действуют на шип. В общем случае произвольные поверхности S_1 и S_2 подшипника и шипа разделяет тонкий слой смазочной жидкости. Движение шипа и подшипника рассматриваем в инерциальной системе координат $O'X'Y'Z'$. Начало системы координат, связанной

с подшипником, $O_1X_1Y_1Z_1$ находится в геометрическом центре среднего сечения подшипника, при этом плоскости $O'X'Y'$ и $X_1O_1Y_1$ параллельны, плоскость $X_1O_1Y_1$ делит опору в направлении оси O_1Z_1 пополам, а координатная ось O_1Z_1 совмещена с продольной осью подшипника. Точка O_2 – геометрический центр среднего сечения шипа. Точки C_1 и C_2 – геометрические центры поперечных сечений шипа на торцах опоры.

Толщина смазочного слоя в опоре зависит от нескольких геометрических факторов:

- положения центра шипа системе координат $O'X'Y'Z'$;
- угла между продольными осями составляющих элементов сопряжения;
- микро- и макрогеометрических отклонений поверхностей трибосопряжения;
- возможных упругих перемещений поверхностей трения.

Подшипник с правильными круглоцилиндрическими элементами (шипом и подшипником) обычно считают опорой с идеальной геометрией. В такой опоре в любом из сечений, при условии полного заполнения зазора, толщина смазочного слоя при центральном положении шипа в подшипнике остается постоянной:

$h^*(\varphi, Z_1) = const$. Здесь φ, Z_1 – окружная и осевая координаты.

Для подшипника с отклонениями от правильной геометрической формы функция зазора $h^*(\varphi, Z_1) \neq const$. Эта функция учитывает возможные отклонения поверхностей трения от правильной круглоцилиндрической формы, которые могут возникнуть в результате износа, погрешностей изготовления, не правильной сборки механизма и др.

В том случае, если поверхности трения подшипника отклонены от правильной формы только в осевом направлении, то есть $h^*(Z_1) \neq const$, то такой подшипник обычно называют трибосопряжением с неидеальной геометрией в осевом направлении. Если же отклонение от геометрии поверхности наблюдается исключительно в радиальном направлении ($h^*(\varphi) \neq const$), то такой подшипник

называют трибосопряжением с неидеальной геометрией в радиальном направлении или некруглоцилиндрическим сопряжением [150].

На рисунке 2.2. представлено среднее по оси Z_1 поперечное сечение некруглоцилиндрического сопряжения. Смазочный слой ограничен поверхностями трения подшипника S_1 и шипа S_2 . Для круглоцилиндрической поверхности, принятой за поверхность отсчёта S_0 , радиус r_0 принимает произвольные значения.

Элементы сопряжения (подшипник и шип) вращаются с абсолютными угловыми скоростями ω_i ($O_1Z_1 \parallel O_2Z_2$) вокруг осей O_iZ_i , $i = 1, 2$, которые проходят через центры O_i , соответственно.

Толщину смазочного слоя рассматриваем в полярной системе координат. Полярный угол φ отсчитывается от полярной оси O_1X_1 , которая жёстко связана с подшипником и вращается вместе с ним с угловой скоростью ω_1 .

В системе координат $Oxyz$ рассматриваем все процессы, которые протекают в смазочном слое. Оси Ox , Oz этой системы лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность отсчёта S_0 , по нормали к ней направлена ось Oy , $-B/2 \leq z \leq B/2$, где B – ширина подшипника.

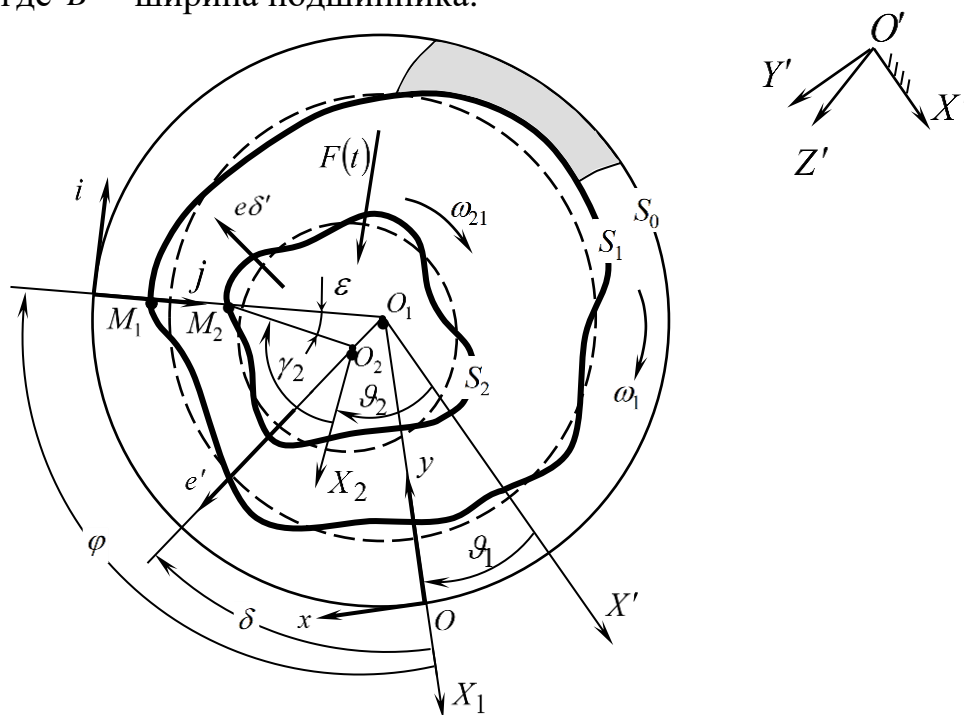


Рисунок 2.2 – Сечение радиального подшипника

В системе координат $Oxyz$ подшипник считается неподвижным, шип вращается с угловой скоростью $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$. Внешняя сила $F(t)$, переменная по времени t , действует на шип в плоскости Oxy в среднем сечении $z = 0$

Центр шипа O_2 движется в плоскости Oxy с относительной скоростью, проекции которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны $e' = de/dt$ и $e\delta' = ed\delta/dt$, где $e(t) = O_1O_2$ – эксцентриситет, $\delta(t)$ – угол положения линии центров. Углы ϑ_i , определяющие положение подшипника и шипа, отсчитываются от неподвижной оси O_1X' (ось O_2X_2 связана с шипом).

Макроотклонения полярных радиусов подшипника $\rho_1 = O_1M_1$ и шипа $\rho_2 = O_2M_2$ от радиусов r_{i0} базовых окружностей (показаны пунктиром) обозначим через $\Delta_1(\varphi)$, $\Delta_2(\varphi + \varepsilon, t) \approx \Delta_2(\varphi, t)$. Значения Δ_i не зависят от координаты z и считаются положительными (отрицательными), если увеличивают (уменьшают) радиусы r_{i0} .

Координаты y_i точек M_i с учетом малости угла ε определим как

$$\begin{aligned} y_1(\varphi) &= M_0M_1 = (r_0 - r_{10}) - \Delta_1(\varphi), \\ y_2(\varphi, t) &= M_0M_2 = (r_0 - r_{20}) - \Delta_2(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \\ h(\varphi, t) &= h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \end{aligned} \quad (2.7)$$

где $h^*(\varphi, t)$ – толщина смазочного слоя при центральном положении шипа, когда $e(t) = 0$, находится из соотношения

$$h^*(\varphi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\varphi, t), \quad (2.8)$$

где $\Delta_0 = (r_{10} - r_{20})$.

В безразмерном виде выражения (2.7) и (2.8) записываем следующим образом:

$$\bar{h}^*(\varphi, \bar{t}) = 1 + \bar{\Delta}_1(\varphi) - \bar{\Delta}_2(\varphi, \bar{t}), \quad (2.9)$$

$$\bar{h}(\varphi, \bar{t}) = \bar{h}^*(\varphi, \bar{t}) - \chi \cos(\varphi - \delta). \quad (2.10)$$

Здесь $\bar{h}^* = h^*/\Delta_0$, $\bar{\Delta}_i(\varphi) = \Delta_i(\varphi)/\Delta_0$, $\bar{t} = \omega_0 t$, ω_0 – характерная частота вращения шипа, $\chi = e/\Delta_0$ – относительный эксцентриситет шипа.

Функция $h^*(\varphi, t)$ может быть задана разными способами: таблицей отклонений $\Delta_i(\varphi, t)$; аналитически (линиями второго порядка); аппроксимациями (рядами).

Существует проверенный и опробованный способ описывать отклонения поверхностей от правильной формы с помощью элементарных видов некруглостей эллипсами или окружностями. Например, на рисунке 2.3 поверхность трения овального подшипника представлена в виде эллипса, а поверхность шипа – полуэллипсом. В этом случае отклонения Δ_i поверхностей подшипника и шипа от базовых радиусов $r_{0i} = b_i$ записываем в виде

$$\Delta_i = b_i \left\{ v_i \left[v_i^2 - (v_i^2 - 1) \cos^2(\varphi - \vartheta_i) \right]^{0,5} - 1 \right\}, \quad (2.11)$$

где параметр v_i , равен отношению большей a_i и меньшей b_i полуосей эллипса, ϑ_i – углы, определяющие начальные положения овалов.

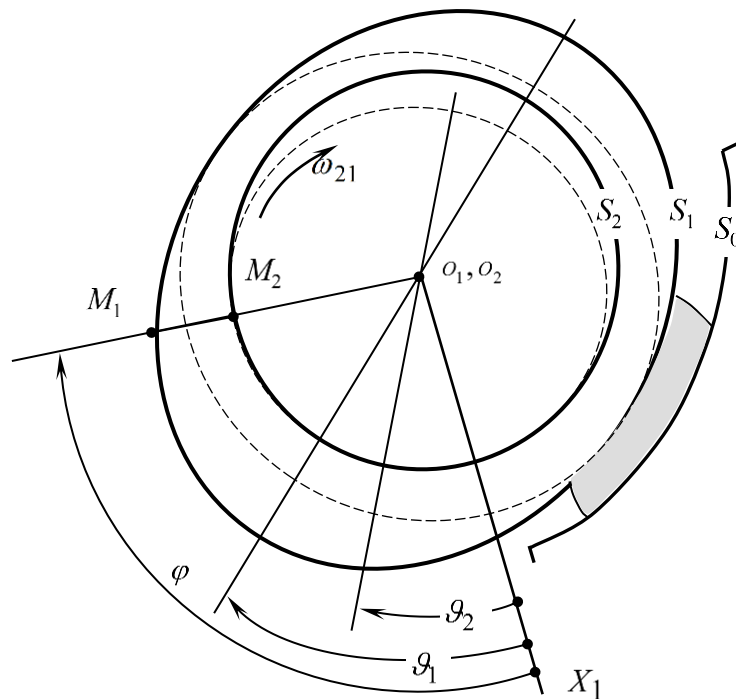


Рисунок 2.3 – Схема подшипника при центральном положении цапфы с элементарными некруглостями в виде овалов

Угол ϑ_1 не зависит от времени, так как полярная ось O_1X_1 закреплена на подшипнике. Угол ϑ_{20} определяет положение большой оси эллипса. Он связан с относительной угловой скоростью ω_{21} следующей зависимостью

$$\vartheta_2(t) = \vartheta_{20} + \int_{t_0}^t \omega_{21} dt . \quad (2.12)$$

Если поверхность трения цапфы задана овалом только с одной стороны, то зависимость (2.11) используется в ограниченной области $(\pi/2 + \vartheta_2) \leq \varphi \leq (3/2\pi + \vartheta_2)$, вне этой области $\Delta_2 = 0$.

Если аппроксимировать макроотклонения $\Delta_1(\varphi)$, $\Delta_2(\gamma_2)$ радиусов поверхностей подшипника и шипа $r_i(\varphi)$ от радиусов их базовых окружностей r_{i0} с помощью усеченных рядов Фурье, то их можно записать в следующем виде [151]:

$$\Delta_i(\psi) = \tau_{i0} + \tau_i \sin(k_i\psi + \alpha_i), \quad (2.13)$$

где $i = 1$ – подшипник, $i = 2$ – шип, $\psi = \varphi$ при $i = 1$, $\psi = \gamma_2 = \varphi + \vartheta_1 - \vartheta_2$ при $i = 2$;

$\vartheta_2 = \int_0^t \omega_{21}(t) dt$; k_i – номер гармоники; τ_i , α_i – амплитуда и фаза k -ой гармоники;

τ_{i0} – постоянный член ряда Фурье, определяемый формулой

$$\tau_{i0} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_i(\psi) d\varphi .$$

Для известных элементарных видов отклонений: овальности ($k = 2$), огранки с трех ($k = 3$) и четырех ($k = 4$) вершинным профилем $\tau_{i0} = 0$.

Подстановкой (2.13) в (2.7) определяем толщину смазочного слоя, заключенного между шипом и подшипником следующим выражением

$$h(\varphi, t) = \Delta_0 + \tau_1 \sin(k_1\varphi + \alpha_1) - \tau_2 \sin(k_2\gamma_2 + \alpha_2) - e \cos(\varphi - \delta). \quad (2.14)$$

В безразмерном виде (2.8) представляем в виде:

$$\bar{h} = 1 + \bar{\tau}_1 \sin(k_1\varphi + \alpha_1) - \bar{\tau}_2 \sin(k_2\gamma_2 + \alpha_2) - \chi \cos(\varphi - \delta). \quad (2.15)$$

Здесь $\bar{\tau}_i = \tau_i / \Delta_0$, $i = 1, 2$; $\bar{\omega}_{21} = \omega_{21} / \omega_0$.

Если подшипник имеет отклонения поверхностей трения от базовых цилиндрических поверхностей в осевом направлении, то при центральном положении шипа толщину смазочного слоя в произвольном сечении Z_1 представим выражением

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1). \quad (2.16)$$

Здесь $\Delta_i(Z_1)$, $i = 1, 2$ – отклонения образующих поверхностей подшипника и шипа от прямой линии. За положительное направление принято отклонение, направленное в сторону увеличения радиусов поверхностей.

В безразмерном виде

$$\bar{h}^*(\bar{Z}_1) = 1 + \bar{\Delta}_1(\bar{Z}_1) - \bar{\Delta}_2(\bar{Z}_1), \quad (2.17)$$

где $\bar{\Delta}_i(\bar{Z}_1) = \Delta_i(Z_1)/\Delta_0$, $\bar{Z}_1 = Z_1/r$, $r = (r_{10} + r_{20})/2$ – радиус опоры.

С учетом формул (2.8) и (2.16) записываем общие выражения для толщины смазочного слоя при центральном положении шипа в опорах с неидеальной геометрией

$$h^*(\varphi, Z_1, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\varphi, t) + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1) \quad (2.18)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{h}^*(\varphi, \bar{Z}_1, \bar{t}) = 1 + \bar{\Delta}_1(\varphi) - \bar{\Delta}_2(\varphi, \bar{t}) + \bar{\Delta}_1(\bar{Z}_1) - \bar{\Delta}_2(\bar{Z}_1). \quad (2.19)$$

Принимая во внимание представленные выше допущения, в текущей работе макро-отклонения в осевом направлении, такие как перекося, несоосность опор не учитывались.

2.4.2 Уравнение Рейнольдса для радиального подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью

Уравнение Рейнольдса было использовано для нахождения поля гидродинамических давлений, которое генерируется в тонком смазочном слое. Это уравнение для заключенного между двумя подвижными поверхностями трения смазочного слоя записывали в виде [151]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \end{aligned} \quad (2.20)$$

Здесь $\bar{\rho}$ – безразмерная плотность смазочного материала; $\bar{p} = (p - p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$ – безразмерные гидродинамические давления; $\psi = h_0/r$ – относительный зазор; $\bar{z} = z/r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$ – безразмерная координата по ширине подшипника; $a = B/D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость смазочного материала; p_a – атмосферное давление; B, D – ширина, диаметр, подшипника; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$ – безразмерная угловая скорость вращения шипа; безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h}/\partial \tau$ по безразмерному времени $\tau = \omega_0 t$.

$$\bar{\varphi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (2.21)$$

где $k = 0; 1; 2$; $\bar{\mu}^*$ – вязкость смазочного материала, которая является функцией температуры в подшипнике, уровня гидродинамического давления и скорости сдвига; \bar{y} – безразмерная координата, направленная поперёк смазочного слоя.

Уравнение (2.19) интегрировали многосеточным методом, представленным и апробированном в работах В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой, Е.А. Задорожной [151, 128, 116], Ю.В. Рождественского [154, 120] и др.

Если на поверхностях трения, ограничивающих смазочный слой, не учитывать присутствие источников смазки в виде канавок и отверстий для подачи смазки, то для интегрирования уравнения (2.19) используем следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \\ \bar{p} &= 0, \quad \text{при } \bar{z} = \pm a; \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &\geq 0, \quad \text{на } \Omega \in (0 \leq \varphi \leq 2\pi, -a \leq \bar{z} \leq a). \end{aligned} \quad (2.22)$$

Здесь $-a \leq \bar{z} \leq a$, $a = B/D$.

Первое из условий (2.22) соответствует функции периодичности давлений по координате φ , второе – устанавливает равенство нулю избыточных давлений на торцах опоры, а третье – требует неотрицательности давлений в несущей области

подшипника Ω . С помощью третьего ограничения реализуются, так называемые, условия Свифта-Штибера для гидродинамических давлений в смазочном слое. Эти условия считаются достаточно приемлемыми для решения задач гидродинамической теории смазки.

Чтобы учесть на поверхностях трения присутствие различных по форме источников подачи смазочного материала в виде отверстий или канавок, дополнительно применяем следующее условие:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s \text{ при } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s, \text{ где } s = 1, 2, \dots, s^* . \quad (2.23)$$

Здесь Ω_s – область источника подачи смазочного материала, в которой давление постоянно и равно давлению подачи \bar{p}_s , s^* – количество источников смазывания.

При программной реализации алгоритмов расчёта динамики и смазки сложнонагруженных трибосопряжений, работающих на неньютоновских маслах [158], были использованы принципы многосеточного метода со степенью сходимости 10^{-4} .

2.5 Методика определения расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия вала и вкладышей

Функция, определяющая распределение толщины смазочного слоя по угловой координате подшипника в каждый момент времени, является основополагающей зависимостью для определения расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия поверхностей трения подшипника скольжения. Теория Гринвуда-Триппа [52, 28, 103] используется для определения контактных давлений при взаимодействии микронеровностей шейки вала и подшипника.

Абразивные частицы, свободно перемещающиеся в пространстве зазора (рисунок 2.4), определяют уровень контактных давлений p_{abr} . В общем случае контактные давления зависят от:

- среднего диаметра частиц;

- количества частиц, свободно перемещающиеся в зазоре;
- внешней нагрузки;
- глубины внедрения микрочастиц.

Принцип теории Гринвуда-Триппа заключается в том, что контактное давление полагается как функция расстояния между случайными шероховатыми поверхностями, а в задачах со смазкой – в функции толщины смазочного слоя.

Эта теория используется в работах многих исследователей. Она основана на рассмотрении контакта двух плоских поверхностей с предварительно определенными характеристиками шероховатости. Контактное давление p_a определяется произведением коэффициента упругости K , составного модуля упругости E^* и функции вида $F_{5/2}(H_S)$:

$$p_a = K \cdot E^* \cdot F_{5/2}(H_S), \quad \text{Н/мм}^2, \quad (2.24)$$

$$H_S = \frac{(h - (\bar{R}_{z1} + \bar{R}_{z2}))}{\sigma_S}, \quad (2.25)$$

$$E^* = \left(\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right)^{-1}, \quad (2.26)$$

где H_S – параметр безразмерного зазора (безразмерная толщина смазочного слоя); h – расчётная толщина смазочного слоя, мкм; $\bar{R}_{z1}, \bar{R}_{z2}$ – средние значения высот микронеровностей поверхностей шейки вала и втулки, мкм; $\sigma_S = \sqrt{\sigma_{S1}^2 + \sigma_{S2}^2}$ – приведённое среднее квадратическое значение шероховатости микронеровностей шейки вала и втулки, мкм; σ_{S1}, σ_{S2} – среднее квадратическое отклонение микронеровностей, мкм; ν_i – коэффициенты Пуассона; E_i – модули упругости поверхностей трения ПС.

Функция $F_{5/2}(H_S)$ вида:

$$\begin{cases} F_{5/2}(H_S) = 4,4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_S)^{6,804}, & \text{при } H_S < 4 \\ 0, & \text{при } H_S \geq 4 \end{cases}. \quad (2.27)$$

Величина коэффициента упругости определяется следующим образом:

$$K = \frac{16 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{15} \cdot (\sigma_S \cdot \bar{\beta}_S \cdot \eta_S)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_S}{\bar{\beta}_S}},$$

где $\bar{\beta}_S$ – средний радиус вершин; η_S – плотность вершин.

Параметр H_S определяет режим смазки (жидкостный или граничный) в подшипнике скольжения.

Для определения зоны контактного взаимодействия поверхностей трения подшипника скольжения предлагается использовать следующий алгоритм.

1. На каждом шаге расчёта (при интегрировании уравнений движения) по углу поворота вала определяем положение шипа, распределение толщины смазочного слоя и проверяется условие (2.27).

2. Определив или задавшись средним диаметром абразивных частиц, а также замерив параметры шероховатости поверхностей трения, определяем зону контактного взаимодействия и распределение контактных давлений. Эти параметры необходимы для определения интенсивности изнашивания, износа поверхностей трения, а также определения потерь мощности на трение, вызванных контактным взаимодействием элементов подшипника.

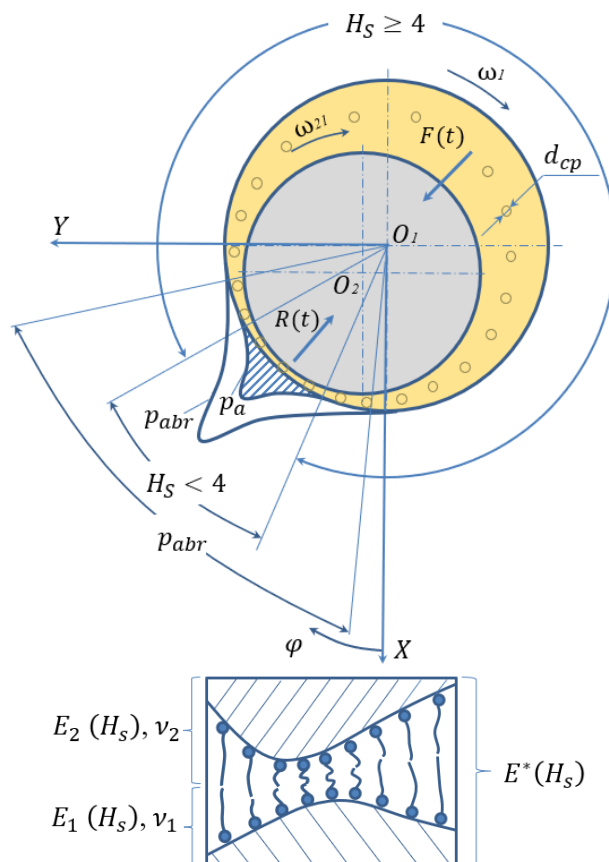


Рисунок 2.4 – Схема контактного взаимодействия элементов подшипника через адсорбционный слой смазки

3. Из формулы (2.23) видно, что влияние смазочного материала, находящегося на поверхностях трения, не учитывается на распределение контактных давлений. Поэтому значения контактных давлений являются завышенными. Однако, как известно из работ А.С. Ахматова и др., высоковязкий граничный слой смазочного материала характеризуется собственным модулем упругости, который увеличивается с уменьшением толщины граничного слоя. На основании вышесказанного в работе Леванова И.Г. [140] было предложено добавить в формулу (2.25) зависимость составного модуля упругости от безразмерной толщины смазочного слоя $E^*(H_S)$.

2.6 Методика определения величины износа поверхностей трения

Износ поверхностей трения (мгновенный износ шипа и подшипника) в зоне их контактного взаимодействия последовательно вычисляется на каждом шаге интегрирования уравнения движения. Общий износ сопряжения определяется простым суммированием мгновенных износов за весь цикл нагружения. При этом, величина приращения износа может быть найдена как умножение пути трения на интенсивность изнашивания, соответствующей одному из видов изнашивания (абразивного и/или фрикционного), или при решении уравнения Арчарда. Согласно результатов работ С.М. Захарова и других исследователей абразивный износ в трибосопряжении можно считать постоянно действующим. Если же толщина смазочного слоя снижается до критических значений, то наряду с абразивным износом необходимо рассматривать износ при граничном трении.

Зависимости для определения интенсивности изнашивания при граничном трении, которое вызвано непосредственным контактным взаимодействием микронеровностей поверхностей трения, предложены И.В. Крагельским [139]. На основе экспериментальных исследований часто применяется элементарный закон:

$$I_h = c \cdot p_a^k, \quad (2.28)$$

где c, k – эмпирические константы, имеющие разные значения для шипа и подшипника.

У.А. Икрамовым [133] была предложена оригинальная зависимость для усталостного характера разрушения поверхности шипа за счёт пластической деформации:

$$I_h = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot h_1^2 \cdot \left(R - \frac{1}{3}h_1\right) \cdot n_a}{a \cdot n_{p1} \cdot A_{a1}}, \quad (2.29)$$

где h_1 – глубина внедрения абразивной частицы, присутствующих в пространстве зазора, в поверхность вала, мкм; R – средний радиус абразивной частицы; n_a – количество абразивных частиц, свободно перемещающихся в зазоре и участвующих в процессе изнашивания; a – геометрический размер пятна контакта в направлении скольжения (определяется по формуле Герца), мкм; $n_{p1} = \delta_0^t$ – число циклов, приводящих к разрушению поверхности шипа (δ_0 – относительное удлинение при разрыве; t – показатель кривой усталости материала шипа); $A_{a1} = 2\pi r_1 l$ – номинальная площадь контакта, мм² (r_1 – радиус шипа, мм; l – ширина шипа, мм).

Количество абразивных частиц n_a , находящихся в пространстве зазора, определяем по формуле

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_{п} \cdot \gamma_m \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot l}{3 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \omega \cdot r_1}, \quad (2.30)$$

где ε_{cp} – средняя концентрация активных абразивных частиц, находящихся в смазочном материале, %; $Q_{п}$ – расход смазочного материала через подшипник, м³/ч; γ_m – плотность смазочного материала, кг/м³; K_1 – коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с величиной зазора подшипника; K_2 – коэффициент, который учитывает содержание в смазочном материале частиц, обладающих повышенной твердостью, которая превышает твердость поверхностей трения (в зависимости от состава загрязнителей среды $K_2 = 0,7 \dots 0,95$); $d_{cp} = \sqrt{d_{max} \cdot d_{min}}$ – средний диаметр абразивных частиц (d_{max} – максимальный диаметр абразивных частиц, пропускаемый системой фильтрации масла, то есть тонкость отсева, мкм; d_{min} – минимальный диаметр абразивных частиц, принимаемый 1 мкм); γ_a – плотность абразивных частиц, кг/м³; ω – угловая скорость вала, 1/с.

Линейный износ втулки подшипника скольжения при отсутствии микрорезания определяется по формуле [133]

$$U_2 = \frac{0,3 \cdot (d_{max} - d_{cp} + h_1 + h_2) \cdot \varphi}{\pi \cdot n_{p2} \cdot (d_{max} - d_{min}) \cdot l} \times \left[R^2 \cdot \arccos\left(\frac{R-h_2}{R}\right) - (R-h_2) \cdot \sqrt{R^2 - (R-h_2)^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T, \quad (2.31)$$

где h_2 – глубина внедрения абразивной частицы в поверхность втулки, мкм; R – радиус абразивной частицы; n_{p2} – число циклов, приводящих к разрушению поверхности втулки; φ – угол, ограниченный участком износа, рад.

2.7 Определение ресурса сложнонагруженного подшипника скольжения

Для определения ресурса подшипника скольжения достаточно определить время работы этого подшипника до момента, когда достигается предельное значение радиального зазора в зоне максимального износа.

Расчетные мгновенные значения величины износа суммируются на протяжении всего цикла нагружения подшипника при выбранном характерном режиме работы механизма. Затем находится максимальное значение износа за цикл $\Delta h_{w,max}$ и его угловая координата, а также максимальная условная скорость изнашивания подшипника на заданном режиме:

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_c} \cdot 3600 \text{ мкм/ч}, \quad (2.32)$$

где $T_c = 2\pi/\omega_1$ – время цикла нагружения, с.

После завершения расчёта подшипника на интересующем режиме и определения скорости изнашивания его ресурс может быть вычислен по формуле

$$R_h = \frac{\Delta h_{lim}}{v_{w,max}}, \text{ ч} \quad (2.33)$$

где Δh_{lim} – предельный износ, мкм.

Скорость изнашивания $v_{w,max}$ является случайной величиной. На ее значение влияет большое количество различных факторов. Поэтому она может изменяться в широких пределах. Для скорости изнашивания наиболее характерным является нормальный закон распределения. На этом основании ресурс и

вероятность безотказной работы подшипника скольжения могут быть найдены по хорошо известным и описанным в литературе зависимостям.

Усталостная долговечность антифрикционного слоя вкладыша подшипника скольжения может быть определена по методике, представленной в работе Н.А. Ажиппо и Б.К. Балюка [115]. Эта методика позволяет учитывать предел усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей, а также величину максимальных гидродинамических давлений, возникающих в тонком смазочном слое подшипника скольжения. Ресурс подшипника с учетом усталостного выкрашивания антифрикционного слоя определяется по формуле

$$T = \frac{\pi \cdot K_p \cdot N_0}{900 \cdot \omega_{\text{ном}}} \cdot \left(\frac{P_{\text{max0}}}{P_{\text{max}}^{\text{ном}}} \right)^m, \text{ ч} \quad (2.34)$$

где K_p – коэффициент режима работы; N_0 – число циклов нагружения; $\omega_{\text{ном}}$ – угловая скорость при номинальном режиме работы, рад/с; P_{max0} – предел усталостной прочности материала, МПа; $P_{\text{max}}^{\text{ном}}$ – максимальные гидродинамические давления в подшипнике на номинальном режиме, МПа.

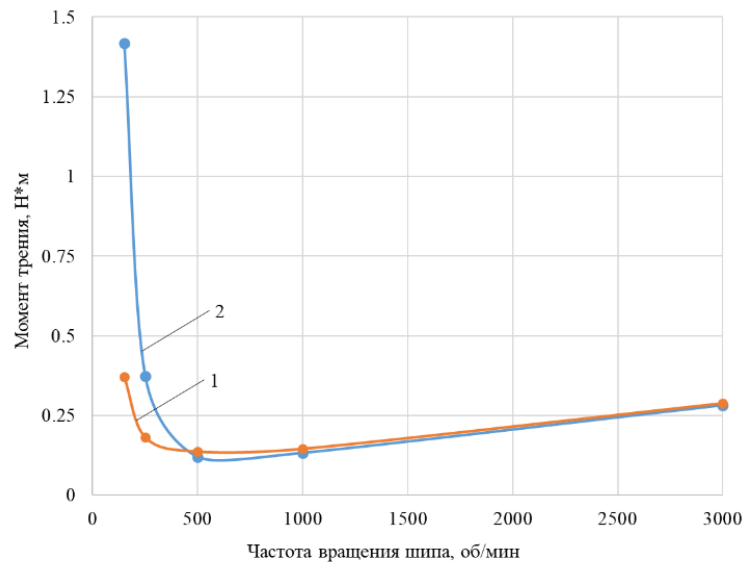
Представленные выше зависимости совместно с выражениями для расчета гидродинамических давлений в тонком смазочном слое и функциями зазора образуют замкнутую систему (методику) моделирования динамически нагруженных подшипников скольжения, позволяющую оценивать их ресурс с учётом противоизносных свойств смазочных материалов и изменяющейся в процессе работы геометрии трибосопряжения.

2.8 Решение тестовых задач

Для оценки адекватности и верификации разработанной модели изнашивания было выполнено сравнение с результатами, полученными другими исследователями. Наиболее близкими по направлению исследований и подходящими для сравнения работами являются исследования подшипников, функционирующих в условиях смешанной смазки и при высоких удельных нагрузках [96, 100, 103].

Авторы работы [103] для моделирования подшипника скольжения, работающего в условиях смешанной смазки, использовали программный комплекс

AVL Power Unit. Авторы определили расчётную диаграмму Штрибека, выполнили оценку влияния изменения уровня шероховатостей трущихся поверхностей в результате износа на контактные давления, которые были рассчитаны по теории Гринвуда-Триппа. Результат сравнения расчётной диаграммы Штрибека, полученной авторами работы [103] и автором исследования представлен на рисунке 2.5. Результаты сравнения свидетельствуют о хорошем совпадении.



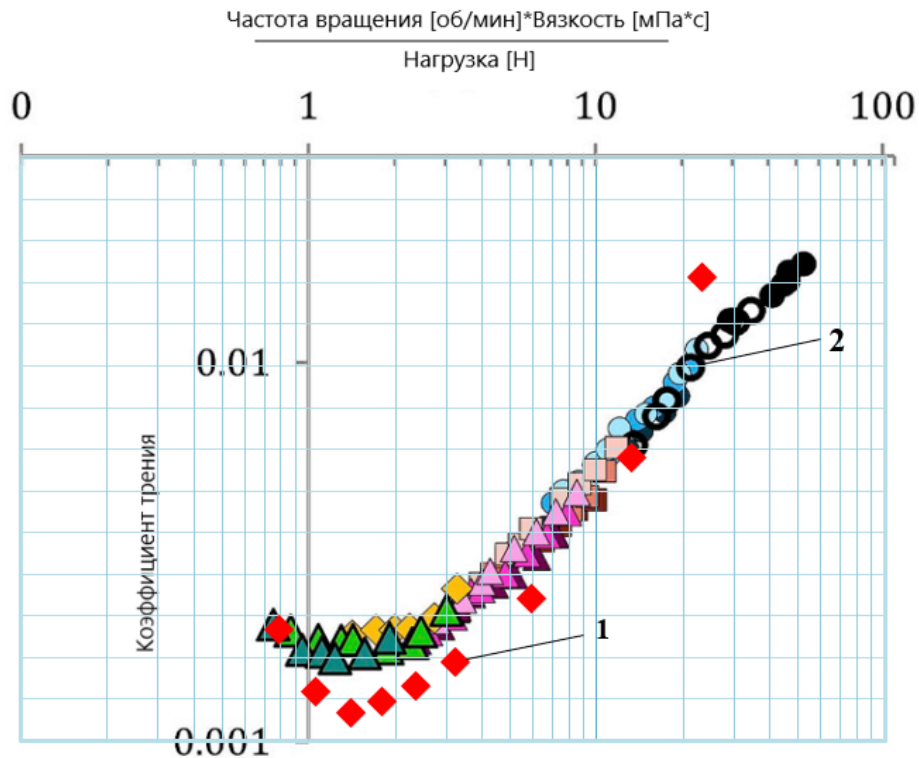
1 – расчёт в программе AVL Power Unit [103]; 2 – расчёт автора
Рисунок 2.5 – Диаграмма Штрибека

В работе [104] была использована установка Journal Bearing Machine (JBM) производства компании PCS Instruments. Указанная установка имеет высокую стабильность измерений. В таблице 2.1 для некоторых точек экспериментальной диаграммы Герси-Штрибека представлены значения нагрузки, частоты вращения вала и температуры подшипника. Масло по классу вязкости соответствует SAE 5W-40. Результаты сравнения полученных автором расчётных и представленных в работе [104] экспериментальных значений коэффициентов трения представлены на рисунке 2.6.

Таблица 2.1 – Условия работы подшипника на установке JBM [104]

Расчётная точка	Частота вращения, мин ⁻¹	Температура подшипника, °С	Температура подачи масла, °С	Вязкость масла, мПа·с	Нагрузка, Н	Число Герси [мин ⁻¹]· [мПа·с]/[Н]
1	3500	117	80	6,77	1000	23,7
2	1500	110,0	80	7,79	2000	5,8
3	1000	97,7	80	10,21	3000	3,4
4	1250	108,7	120	8,00	5000	2,0

5	1000	105,0	120	8,66	5000	1,7
6	750	101,1	120	9,44	5000	1,4
7	750	105,0	120	8,66	8000	0,8
8	2000	119,0	100	6,52	1000	13,0



1 – расчётные значения; 2 – экспериментальные значения

Рисунок 2.6 – Сравнение расчётных значений коэффициента трения с экспериментальными из работы [104]

Как видно из рисунка 2.6, в области чисел Герси от 8 до 20, соответствующих жидкостной смазке, расхождение между экспериментальными и расчётными значениями коэффициента трения не превышают 5 %.

Представленные сравнения показывают, что разработанные алгоритмы позволяют получать результаты, хорошо согласующиеся с теоретическими и экспериментальными результатами других исследователей для стационарно нагруженных подшипников.

Для динамически нагруженного подшипника были выполнены сравнения с результатами исследований, представленные в работах [96, 100]. Геометрические параметры подшипника, используемые для сравнительного анализа, представлены в таблице 2.2, нагрузки, действующие на подшипник, представлены на рисунке 2.7.

Таблица 2.2 – Исходные данные для тестового расчёта [96, 100]

Параметр	Значение
Угловая скорость вращения шипа, рад/с	209,43
Радиус кривошипа, м	0,0
Радиус шипа, м	0,03798
Радиальный зазор, мкм	30,0
Ширина подшипника, м	0,034
Температура смазочного масла СМ на входе в подшипник, °С	90
Давление подачи СМ, Па	$3,9 \cdot 10^5$
Источник смазывания	отверстие
Размер источника смазывания, м	0,008
Угол расположения отверстия, град	0
Вязкость масла SAE 10 при 40 °С, мПа·с	21,41
Вязкость масла SAE 10 при 100°С, мПа·с	4,084
Вязкость масла SAE 10 при 150 °С, мПа·с	1,77

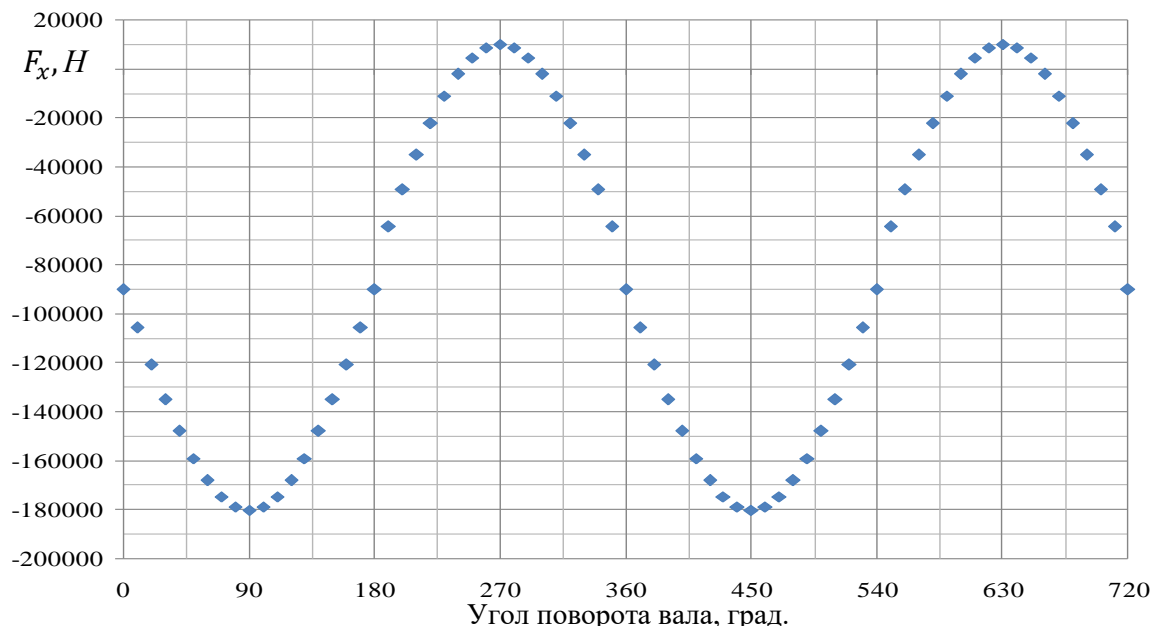


Рисунок 2.7 – Нагрузка, действующая на тестовый подшипник

На рисунке 2.8 представлены расчётные диаграммы Герси-Штрибека для тестируемого подшипника.

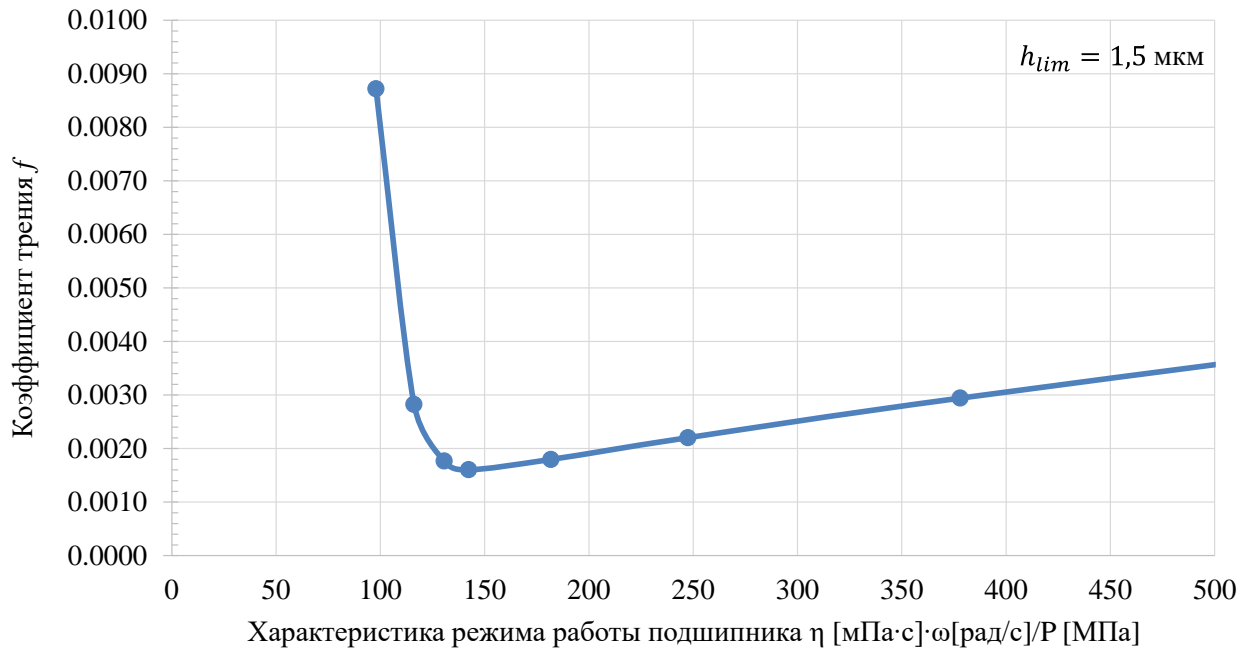
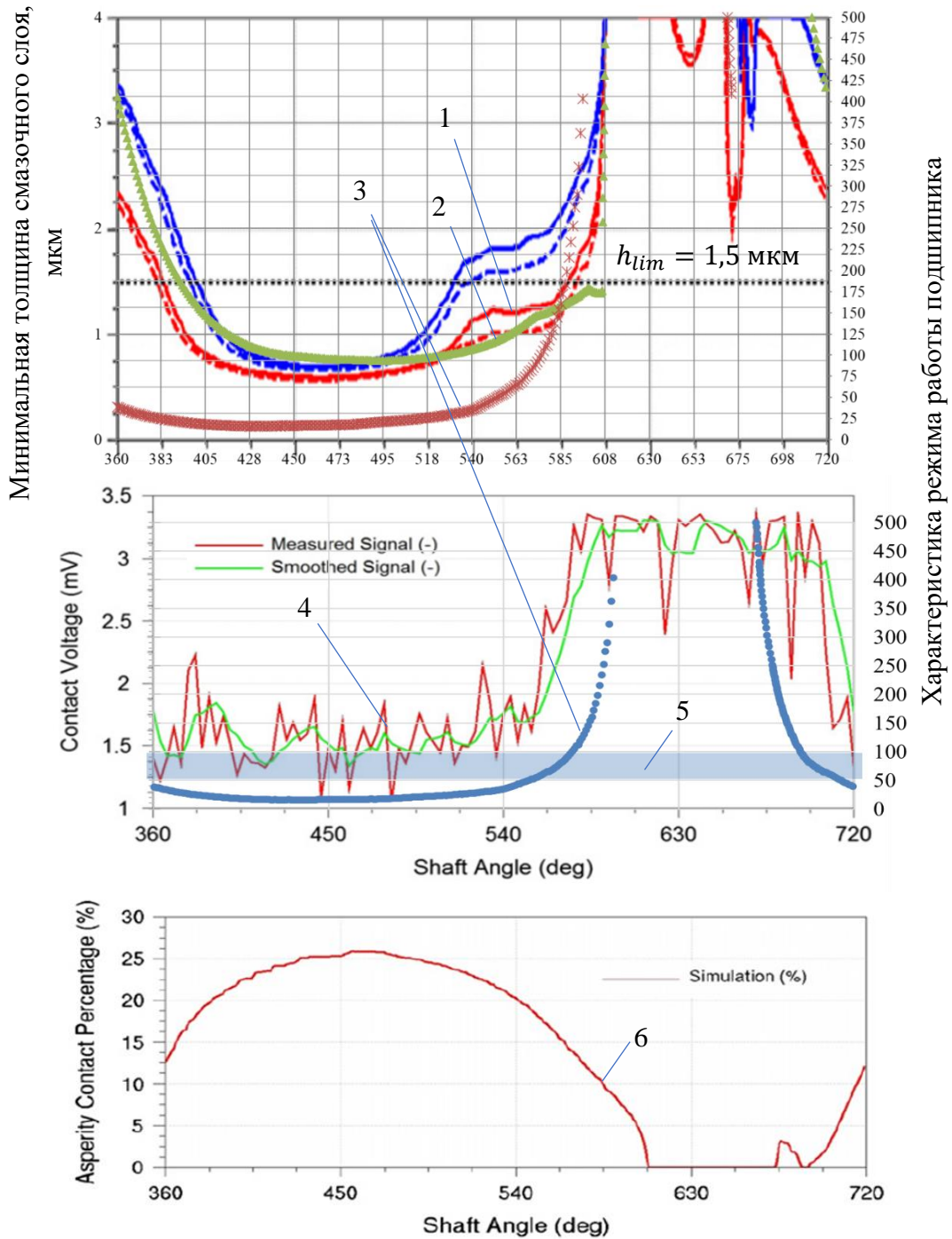


Рисунок 2.8 – Расчётная диаграмма Герси-Штрибека

На рисунке 2.9 представлено сравнение результатов расчёта минимальной толщины смазочного слоя и характеристики режима работы подшипника скольжения с результатами, полученными в работах [96, 100].

Из рисунка 2.9 видно, что минимальная толщина смазочного слоя имеет хорошее качественное и количественное совпадение, а зависимость характеристики режима работы подшипника от угла поворота вала имеет характер, аналогичный падению напряжения в контакте. Другими словами, в диапазоне от 360 до 570 градусов поворота вала в подшипнике наблюдается граничное трение (напряжение в контакте близко к значению, характерному для соприкосновения шейки вала и втулки), после 570 градусов происходит повышение величины напряжения, что свидетельствует о наличии разделяющего смазочного слоя.



1 – минимальная толщина смазочного слоя [96]; 2 – минимальная толщина смазочного слоя, рассчитанная автором; 3 – характеристика режима работы подшипника, рассчитанная автором; 4 – падение напряжения на контакте, характеризующее наличие смазочного слоя; 5 – расчётный диапазон критических значений характеристики работы подшипника; 6 – процент контактного взаимодействия [100]

Рисунок 2.9 – Результаты решения тестовой задачи

При этом, как видно, расчётные значения (с учётом противоизносных свойств масла, кривая 2 на рисунке 2.8) критической характеристики режима работы для данного подшипника, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

2.9 Алгоритм оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей в процессе изнашивания

Постепенный отказ сложнонагруженного подшипника наступает в результате износа поверхностей трения шейки вала и вкладышей, изменения их геометрической формы. Это приводит к ухудшению условий для образования гидродинамического режима смазки, также увеличивается доля граничной смазки в подшипнике за цикл его нагружения и возрастает вероятность возникновения задира. При определении предотказного состояния подшипника важно учесть изменение геометрической формы поверхностей трения шейки вала и вкладышей, поскольку это влияет на контактные параметры и скорость изнашивания, которая может как увеличиваться, так и уменьшаться в процессе изнашивания.

Предлагаемый алгоритм основан на подходе изменения геометрии через определённый шаг по времени, называемый шагом износа. Такой подход описан в работах В.В. Гриба [125, 124] и др. [24]. Суть подхода заключается в том, что процесс моделирования работы подшипника и расчёт гидромеханических характеристик осуществляется с учётом скачкообразного изменения геометрии подшипника в результате изнашивания за определённый шаг износа (рисунок 2.10).

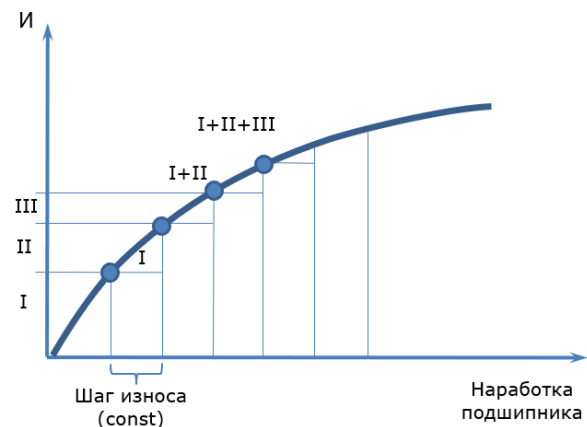


Рисунок 2.10 – К определению предотказного состояния подшипника с учётом изменения геометрии поверхностей

Алгоритм расчёта сводится к следующему:

1. Задаётся режим работы подшипника (нагрузка, угловая скорость, температура масла на входе). При этом принимается, что поверхности подшипника имеют либо идеально круглую форму, либо начальные отклонения в виде элементарных некруглостей.

2. Далее следует расчёт ГМХ подшипника, определение зон контактного взаимодействия. Расчёт величин износа шейки вала и вкладышей за определённое время работы (шаг износа). Таким образом, в результате текущего шага износа определяются отклонения формы для последующего шага износа (I на рисунке 2.10).

3. Полученные на предыдущем шаге расчёта по износу отклонения шейки вала и вкладышей (I) принимаются в качестве исходной геометрии для следующего шага расчёта ГМХ, определения зон контактного взаимодействия. В результате второго шага с начальной геометрией (I) определяются следующие отклонения формы в результате износа (II на рисунке 2.10).

4. Далее сумма отклонений (I+II) используется в качестве начальных условий для третьего шага расчёта износа. В результате расчёта вычисляются отклонения формы III, которые после суммирования с предыдущими берутся в качестве начальных условий для последующего шага.

5. Суммирование шагов повторяется и в результате рассчитывается кривая износа шейки вала и вкладышей. Расчёт прекращается в случае резкого ухудшения ГМХ, повышения продолжительности граничной смазки.

Тестовые расчёты с применением данного алгоритма показали, что шаг износа необходимо корректировать в зависимости от величины скорости изнашивания. При высокой скорости изнашивания шаг износа следует уменьшать таким образом, чтобы приращение максимального износа было в диапазоне 1...2 мкм. При более высоких значениях приращений за шаг износа нарушается устойчивость вычислительных процедур.

2.10 Выводы по второй главе

1. Представлены математические модели и алгоритмы, которые описывают механизмы трения и изнашивания сложнонагруженных трибосопряжений, функционирующих при различных видах смазки. При этом учитываются процессы изменения геометрии поверхностей трения, которые происходят в результате изнашивания. Это позволяет повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

2. Применение разработанной методики позволяет на ранней стадии проектирования машин с подшипников скольжения обосновывать выбор формы поверхностей трения трибосопряжений, класс шероховатости и материал поверхностей трения, геометрических параметров подшипников скольжения с учётом их влияния на ресурс. Это значительно повышает достоверность моделирования и вносит существенный вклад в развитие методов оценки ресурса и безотказности сложнонагруженных трибосопряжений.

3. Для оценки адекватности и верификации разработанной модели изнашивания было выполнено сравнение с результатами, полученными другими исследователями. Представленные сравнения показывают, что разработанные алгоритмы позволяют получать результаты, хорошо согласующиеся с теоретическими и экспериментальными результатами других исследователей для стационарно и сложнонагруженных нагруженных подшипников.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель экспериментальных исследований заключалась в оценке реологических и вязкостно-температурных свойств свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, оценке влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения, оценке изменения параметров шероховатости вкладышей после приработки.

Экспериментальные исследования проводились автором в лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета.

3.1 Исследование реологических и вязкостно-температурных свойств масла

3.1.1 Измерительное оборудование

Для измерения вязкости масел был использован сертифицированный комплекс Rheotest 4.1N, представляющий из себя ротационный вискозиметр с компьютерным управлением. Общий вид и некоторые технические характеристики комплекса представлены на рисунке 3.1 и в таблице 3.1, соответственно.



1 – вискозиметр; 2 – блок управления; 3 – измерительные системы;
4 – криостат; 5 – термостатирующие сосуды

Рисунок 3.1 – Ротационный вискозиметр Rheotest RN 4.1

Таблица 3.1 – Техническая характеристика измерительного комплекса Rheotest RN 4.1

Наименование	Единица измерения	Значение
Момент вращения	мН·м	0,1...150
Число оборотов	мин ⁻¹	0...1000
Диапазон температур	°С	-30...+200
Диапазон измеряемой вязкости (для системы HS)	мПа·с	0,5...2·10 ⁶
Диаметр ротора HS	мм	37,4
Диаметр стакана HS	мм	38,0
Длина ротора HS	мм	54,0
Момент инерции ротора	кг·м ²	40·10 ⁻⁶
Объём пробы для системы HS	мл	30
Максимальная скорость сдвига для системы HS	с ⁻¹	6,58·10 ³

3.1.2 Методика эксперимента

Методика эксперимента включала следующие основные этапы:

1. Проверку показаний вискозиметра.
2. Термостатирование пробы масла.
3. Измерение вязкости в диапазоне скоростей сдвига от 10^2 до $6,58 \cdot 10^3$ с⁻¹.
4. Обработку результатов.

3.1.3 Проверка показаний вискозиметра

Для проверки показаний вискозиметра был использован государственный стандартный образец вязкости (ГСО-40), нормативное значение вязкости которого составляло 0,0675 Па·с. В соответствии с методикой, изложенной в руководстве по эксплуатации вискозиметра, были выполнены восемь измерений вязкости ГСО-40 при температуре 40 °С и скорости сдвига 3000 с⁻¹.

Результаты обработки представлены в таблице 3.2. В результате обработки полученных данных было установлено, что с доверительной вероятностью 0,95 измеренные значения динамической вязкости ГСО-40 находятся в интервале $0,0656 \pm 0,0039$ Па·с.

Таблица 3.2 – Результаты обработки измерений вязкости ГСО-40

№ опыта	Значение	Характеристика	Значение
1	0,063266	Среднее арифметическое	0,0656
2	0,065122	Дисперсия	$3,8606 \cdot 10^6$
3	0,065627	Средняя квадратическая погрешность	0,00196
4	0,065025	Доверительная вероятность	0,95
5	0,065025		
6	0,065627	Доверительный интервал ε , выраженный в долях средней квадратичной ошибки	2
7	0,065025	Погрешность измерения	0,0039
8	0,070111		

Таким образом, отклонение измеренного значения от нормативного составило менее 5 %, что соответствует заявленной точности вискозиметра.

Опыт предыдущих исследований [143] на ротационном вискозиметре Rheotest RN 4.1 свидетельствует о том, что показания вискозиметра нуждаются в корректировке.

Результаты тестовых замеров показали, что поправочные коэффициенты практически совпадают для ньютоновских жидкостей, принадлежащих к разным химическим классам, и не зависят от температуры измерения.

Таким образом, при обработке результатов измерений все получаемые значения вязкости корректировались перемножением на коэффициент, соответствующий скорости сдвига. Корректирующие коэффициенты представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Значения корректирующих коэффициентов для показаний вискозиметра Rheotest RN 4.1

Корректирующие коэффициенты							
D, с ⁻¹	ζ	D, с ⁻¹	ζ	D, с ⁻¹	ζ	D, с ⁻¹	ζ
105,0	0,784	2100,0	0,972	4120,0	0,991	6160,0	0,991
137,7	0,817	2140,0	0,972	4190,0	0,991	6190,0	0,991
160,4	0,810	2210,0	0,972	4210,0	0,991	6230,0	0,991
225,3	0,903	2230,0	0,972	4250,0	0,991	6250,0	0,991
269,4	0,895	2290,0	0,971	4320,0	0,991	6320,0	0,991
313,9	0,894	2320,0	0,974	4360,0	0,991	6360,0	0,991
357,8	0,909	2360,0	0,974	4410,0	0,991	6410,0	0,987
402,0	0,912	2430,0	0,975	4430,0	0,991	6450,0	0,987
424,0	0,907	2450,0	0,975	4470,0	0,991	6490,0	0,985
489,9	0,924	2510,0	0,978	4520,0	0,996	6540,0	0,980
533,4	0,939	2540,0	0,978	4560,0	0,991	6580,0	0,980

Продолжение таблицы 3.3

Корректирующие коэффициенты							
D, c ⁻¹	ξ	D, c ⁻¹	ξ	D, c ⁻¹	ξ	D, c ⁻¹	ξ
577,3	0,935	2600,0	0,980	4600,0	0,994	–	–
621,7	0,937	2650,0	0,978	4650,0	0,996	–	–
665,9	0,937	2670,0	0,978	4690,0	0,996	–	–
710,1	0,936	2730,0	0,980	4740,0	0,996	–	–
753,8	0,937	2760,0	0,978	4780,0	0,996	–	–
797,9	0,945	2800,0	0,978	4850,0	0,996	–	–
841,8	0,950	2870,0	0,978	4890,0	0,996	–	–
885,7	0,949	2890,0	0,978	4910,0	0,996	–	–
929,6	0,946	2930,0	0,980	4960,0	0,996	–	–
974,0	0,953	2980,0	0,980	5000,0	0,996	–	–
1020,0	0,953	3020,0	0,980	5070,0	0,996	–	–
1040,0	0,956	3090,0	0,982	5110,0	0,996	–	–
1110,0	0,950	3110,0	0,982	5130,0	0,997	–	–
1130,0	0,953	3150,0	0,985	5200,0	0,997	–	–
1190,0	0,955	3220,0	0,985	5220,0	0,997	–	–
1220,0	0,955	3240,0	0,985	5260,0	0,997	–	–
1280,0	0,955	3310,0	0,986	5310,0	0,997	–	–
1330,0	0,952	3330,0	0,986	5350,0	0,997	–	–
1350,0	0,953	3390,0	0,986	5420,0	0,997	–	–
1390,0	0,956	3420,0	0,986	5440,0	0,997	–	–
1440,0	0,956	3460,0	0,989	5480,0	0,997	–	–
1480,0	0,955	3530,0	0,989	5530,0	1,000	–	–
1550,0	0,960	3550,0	0,989	5570,0	0,997	–	–
1570,0	0,960	3610,0	0,989	5620,0	0,996	–	–
1630,0	0,962	3640,0	0,989	5680,0	0,999	–	–
1680,0	0,964	3680,0	0,989	5700,0	0,996	–	–
1700,0	0,964	3750,0	0,991	5770,0	0,996	–	–
1770,0	0,966	3770,0	0,991	5790,0	0,994	–	–
1790,0	0,967	3830,0	0,991	5860,0	0,994	–	–
1850,0	0,969	3880,0	0,991	5880,0	0,994	–	–
1880,0	0,969	3900,0	0,991	5940,0	0,992	–	–
1920,0	0,969	3970,0	0,991	5970,0	0,991	–	–
1990,0	0,969	3990,0	0,991	6030,0	0,991	–	–
2010,0	0,969	4050,0	0,991	6080,0	0,991	–	–
2050,0	0,969	4080,0	0,991	6100,0	0,991	–	–

3.1.4 Термостатирование образцов масла и измерение

Для того, чтобы обеспечить необходимую точность измерений, пробу масла (объёмом 30 мл) выдерживали в течение двадцати минут при заданной температуре. Измерение зависимости вязкости от скорости сдвига осуществлялось после того, как температура стабилизировалась с точностью до $\pm 0,5$ °С. Исследовались реологические и вязкостно-температурные свойства свежего

моторного масла Mobil 1 FS X1 5W-50 и работавшего 12000 км в двигателе легкового автомобиля.

3.1.4 Результаты измерений

На рисунках 3.2 – 3.3 представлены результаты измерений зависимости вязкости свежего (позиция 1) и работавшего (позиция 2) масел от скорости сдвига и аппроксимации по степенному закону (где R^2 – достоверность аппроксимации), выполненной стандартными средствами программы Microsoft Office Excel [143].

В таблицах 3.4 – 3.6 представлены результаты обработки экспериментальных данных.

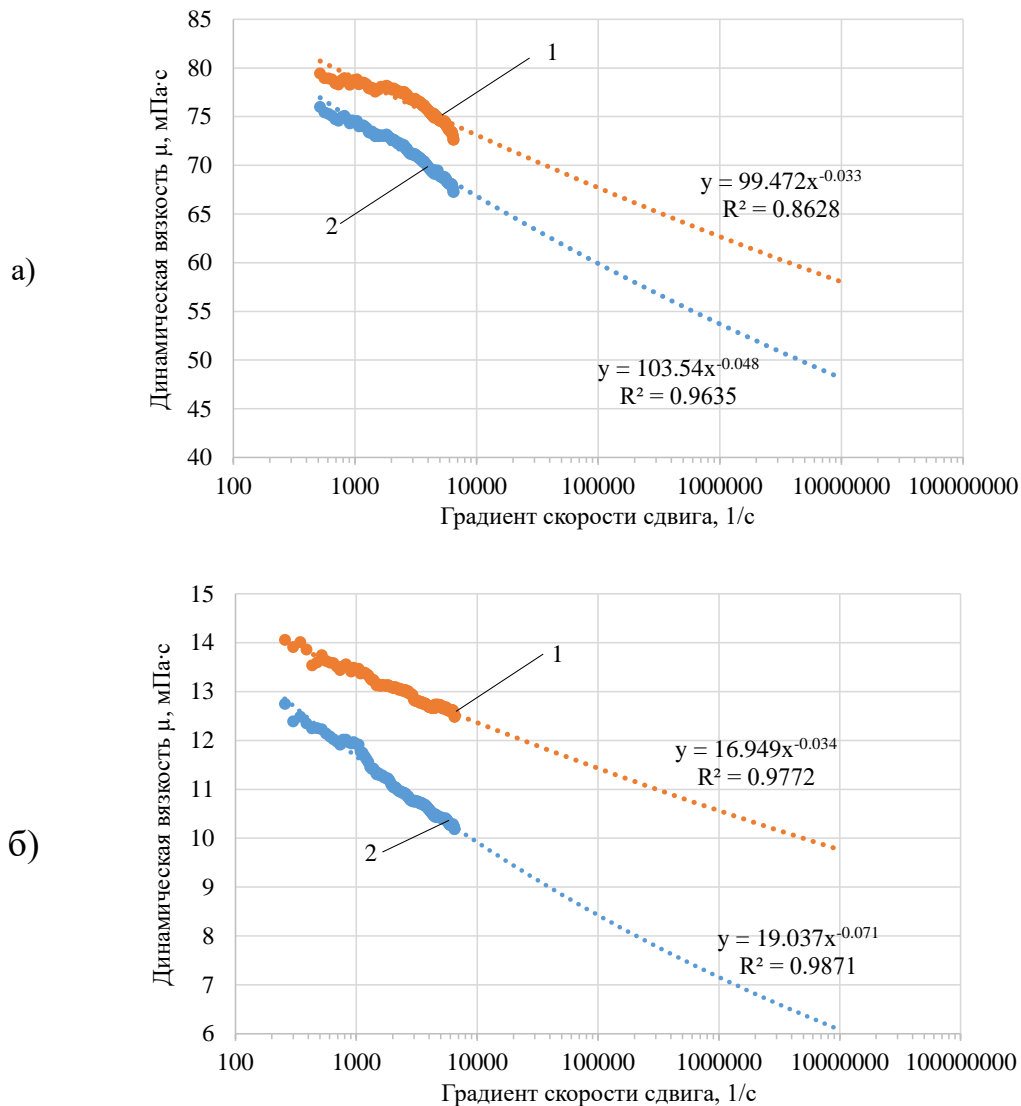


Рисунок 3.2 – Зависимость вязкости моторного масла Mobil 5W-50 от скорости сдвига при температуре 40 °C (а) и 100 °C (б)

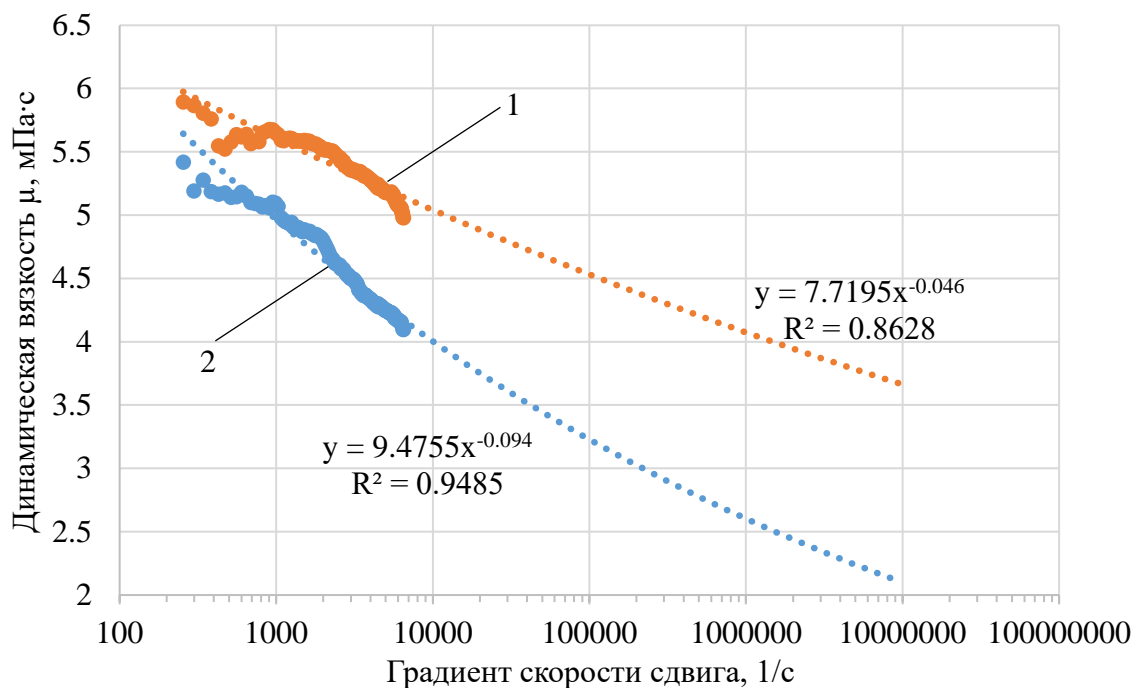


Рисунок 3.3 – Зависимость вязкости моторного масла Mobil 5W-50 от скорости сдвига при температуре 150 °C

Таблица 3.4 – Снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$

Масло	Температура, T °C		
	40	100	150
Mobil 5W-50 (свежее)	9,0	11,2	24,4
Mobil 5W-50 (работавшее 12 000 км)	12,7	21,9	33,8

Таблица 3.5 – Параметры степенного закона

Масло	Параметры	Температура, T °C		
		40	100	150
Mobil 5W-50 (свежее)	μ ¹⁾ , мПа·с	99,472	16,949	7,7195
	n ²⁾	0,967	0,966	0,954
Mobil 5W-50 (работавшее 12 000 км)	μ ¹⁾ , мПа·с	103,54	19,037	9,4755
	n ²⁾	0,952	0,929	0,906

Примечание: ¹⁾ параметр консистенции (вязкость при низкой скорости сдвига до 10^2 с^{-1});

²⁾ параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения.

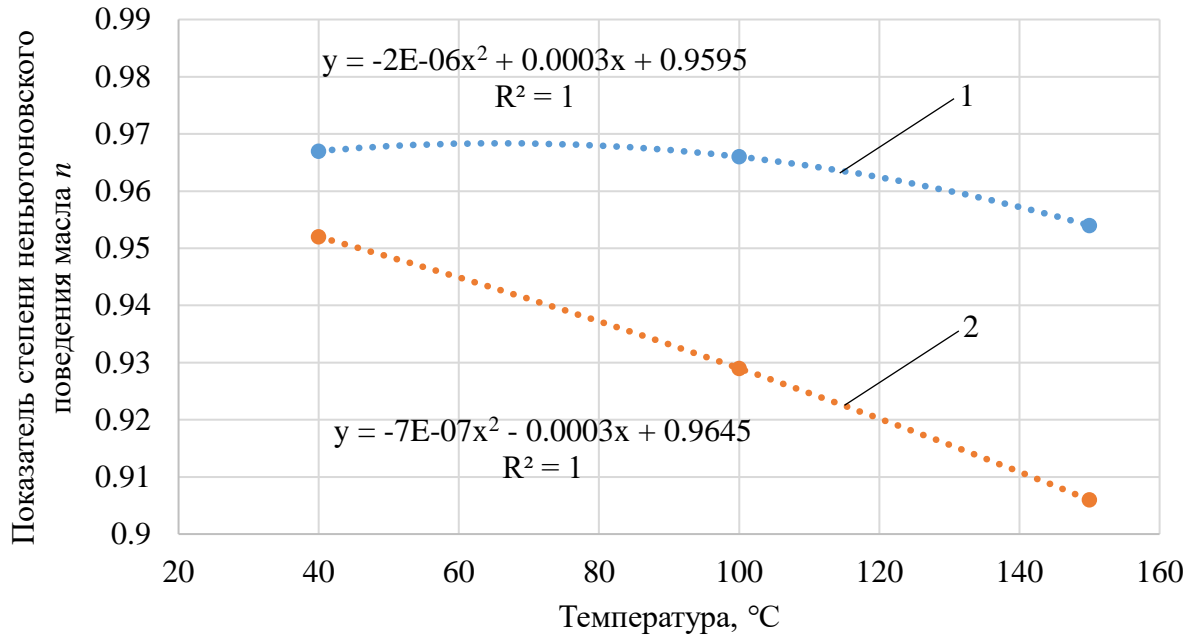


Рисунок 3.4 – Зависимость показателя степени неньютоновского поведения свежего и работавшего масла Mobil 1 FS X1 5W-50 от температуры

Таблица 3.6 – Значения вязкости при низкой скорости сдвига и константы для построения вязкостно-температурной характеристики масел

Параметр	Размерность	Mobil 5W-50 (свежее)	Mobil 5W-50 (работавшее 12 000 км)
Динамическая вязкость при температуре 40 °C и скорости сдвига 10^2 c^{-1} , μ_{40}	мПа·с	78,81	77,02
Динамическая вязкость при температуре 100 °C и скорости сдвига 10^2 c^{-1} , μ_{100}	мПа·с	14,05	13,05
Динамическая вязкость при температуре 150 °C и скорости сдвига 10^2 c^{-1} , μ_{150}	мПа·с	6,58	6,1
C_1	–	$4,22 \cdot 10^{-1}$	$4,72 \cdot 10^{-1}$
C_2	–	634,88	571,36
C_3	–	81,106	72,17

Как видно из результатов, вязкостно-температурные и реологические свойства свежего масла Mobil 1 FS X1 5W-50 значительно отличаются от свойств работавшего масла. В частности, снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 c^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ при температуре 100 °C для свежего масла составляет 11,2%, а для работавшего – 21,9%, а при температуре 150 °C падение

вязкости возрастает до 24,4% для свежего и до 33,8% для работавшего масла. Вязкость работавшего масла при скорости сдвига 10^2 с^{-1} меньше вязкости свежего масла на 3,5-7% в зависимости от температуры.

Из таблицы 3.5 и рисунка 3.4 видно, что существенно снижается сдвиговая стабильность работавшего масла (позиция 2) по сравнению со свежим (позиция 1).

Полученные данные являются необходимыми для корректной обработки экспериментальных данных, а также могут использоваться при моделировании и расчёте характеристик сложнагруженных подшипников скольжения с учётом изменения вязкостно-температурных и реологических свойств масла в процессе деградации.

3.2 Экспериментальные исследования подшипника скольжения

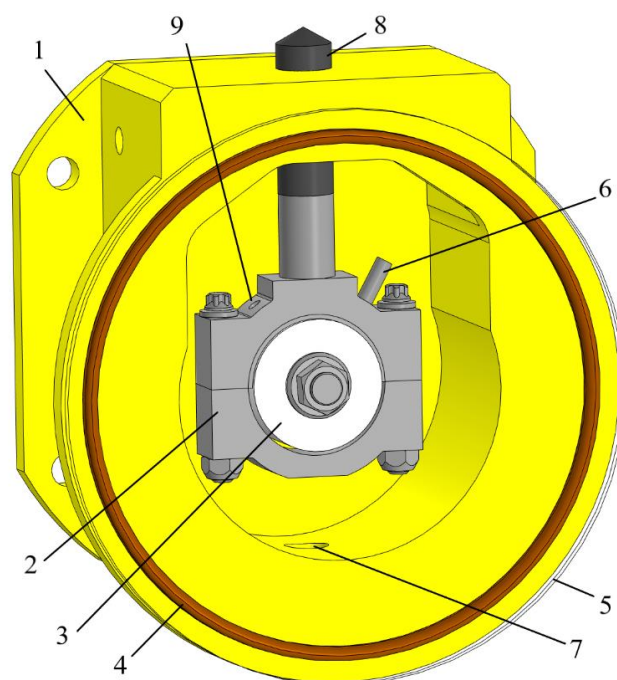
Оценка влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения, оценка изменения параметров шероховатости вкладышей после приработки является необходимым для обоснования исходных данных при моделировании, что, в свою очередь, способствует повышению достоверности расчётов сложнагруженных подшипников.

3.2.1 Стенд для исследования подшипников скольжения

Для проведения экспериментальных исследований был собран стенд на базе серийной машины трения ИИ-5018. Описание стенда представлено в приложении 1. Здесь же только отметим, что стенд состоит из доработанной камеры трения машины ИИ-5018, вновь разработанного модельного сопряжения в виде ПС с углом охвата 180 градусов (рисунок 3.5), смазочной системы с возможностью подогрева масла, системы измерения падения напряжения в контакте. Нагружение ПС осуществлялось стандартным нагрузителем машины.

Необходимость разработки и изготовления модельного сопряжения обусловлена тем, что стандартный узел трения, предназначенный для испытаний по схеме «вал-втулка» машины ИИ-5018 является, по нашему мнению, не пригодным по ряду причин для проведения исследований процессов в

гидродинамических подшипниках скольжения. Во-первых, рабочие поверхности ролика и втулки требуют дополнительной обработки, что повышает трудоёмкость подготовки экспериментов. Во-вторых, стандартная втулка изготовлена из стали и не имеет антифрикционного покрытия, в то время как подавляющее большинство подшипников скольжения машин и механизмов выполняется либо из цветных металлов и сплавов, либо эти сплавы наносятся в качестве покрытия. В-третьих, для обеспечения воспроизводимости экспериментов требуется проведение некоторого количества исследований и, соответственно, потребуется изготавливать большое количество втулок. В-четвёртых, допустимое биение ролика может достигать 50 мкм, что сопоставимо с диаметральным зазором в подшипниках скольжения машин и затрудняет получение воспроизводимых результатов для подшипников с полным охватом.



1 – доработанная камера трения машины ИИ5018; 2 – корпус подшипника с углом охвата 180 градусов; 3 – ролик; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – защитное стекло; 6 – штуцер для подвода масла; 7 – отверстие для слива масла в бак; 8 – нагрузитель; 9 – место установки термопары

Рисунок 3.5 – Модельный ПС для машины ИИ5018

По этим причинам было спроектировано и изготовлено модельное сопряжение, представляющие собой подшипник скольжения, геометрические

параметры которого соответствуют шатунному подшипнику двигателя ВАЗ-2108. Выбор геометрических параметров подшипника обусловлен компоновкой камеры трения машины ИИ-5018. В качестве подшипника использовались вкладыши стандартного размера указанного двигателя.

3.2.2 Методика эксперимента

Методика эксперимента представляет собой последовательность действий для получения диаграммы Герси-Штрибека, отражающей работу ПС при изменении внешних условий.

Как известно, диаграмма Герси-Штрибека может быть получена при варьировании всех параметров, входящих в характеристику режима работы подшипника $\lambda = \mu \cdot \omega / p$, где μ – вязкость моторного масла, мПа·с, ω – угловая скорость вращения шипа (ролика), с⁻¹, p – удельная нагрузка на подшипник, МПа.

Учитывая наш опыт работы с машиной трения ИИ-5018 и её технические особенности, был выбран способ построения диаграммы изменением внешней нагрузки на подшипник при фиксированной угловой скорости вращения шипа. Вязкость масла пересчитывалась с учётом температуры, измеряемой на входе в подшипник и на корпусе подшипника, по трёхконстантной формуле Фогеля на основе измеренных ранее вязкостно-температурных характеристик масел.

Предварительно в НОЦ «Нанотехнологии» ЮУрГУ были проведены исследования абразивного порошка, который использовался в качестве искусственного загрязнителя.

Для определения среднего размера частиц был использован анализатор размера частиц Microtrac S3500. Средний размер частиц составил 1,16 мкм. В целом диапазон размеров до 100 мкм. Форма частиц представлена на рисунке 3.6. Результаты общего химического анализа подтвердили, что абразивный порошок состоит преимущественно из частиц кварца (таблица 3.7).

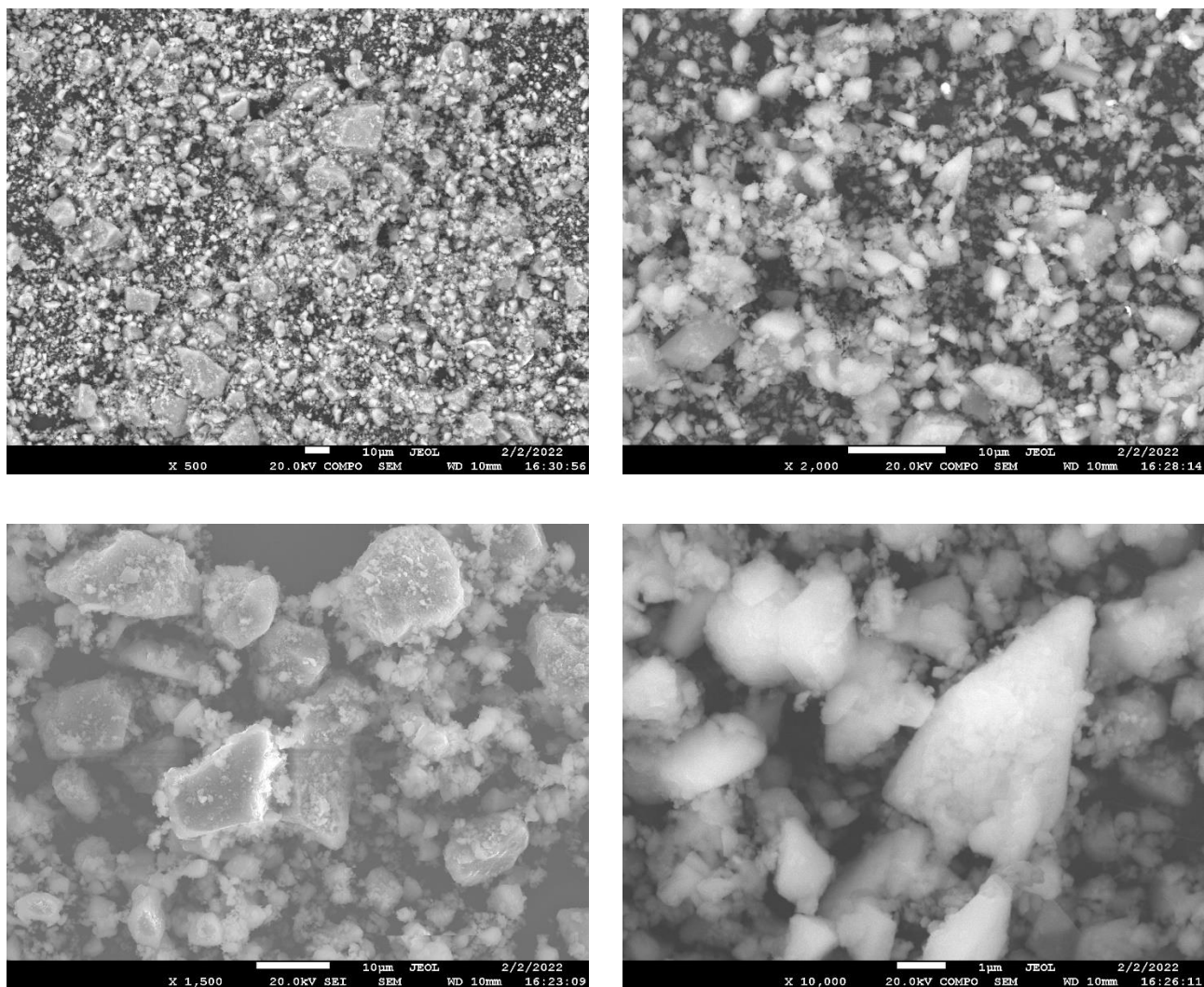


Рисунок 3.6 – Изображения абразивных частиц, полученные на электронном микроскопе JSM-7001F

Таблица 3.7 – Общий химический анализ абразивного порошка

Название спектра	Si	Ca	Fe
Усреднение, масс. %	99,1	0,4	0,5
Стандартное отклонение	0,1	0,1	0,1

Методика получения диаграммы Герси-Штрибека включала в себя следующие этапы.

1. Измерение параметров шероховатости поверхностей ролика и вкладыша перед сборкой, а также взвешивание вкладышей.

2. Сборка подшипника скольжения, включая: установку ролика на вал машины, установка верхнего вкладыша в корпус подшипника, подключение подачи масла, термопар, системы измерения падения напряжения в контакте, герметизация камеры трения установкой прозрачной крышки из органического стекла.

3. Запуск стенда без нагрузки на модельное сопряжение, доведение частоты вращения ролика до 500 мин^{-1} и проверка напряжения в контакте, свидетельствующее о полном разделении поверхностей трения смазочным слоем, фиксация нулевого момента трения, характеризующего потери на трение в машине. Прогрев масла в баке до рабочей температуры 90°C . Выбор частоты вращения обусловлен необходимостью получения области смены режимов смазки в подшипнике с гидродинамической на граничную.

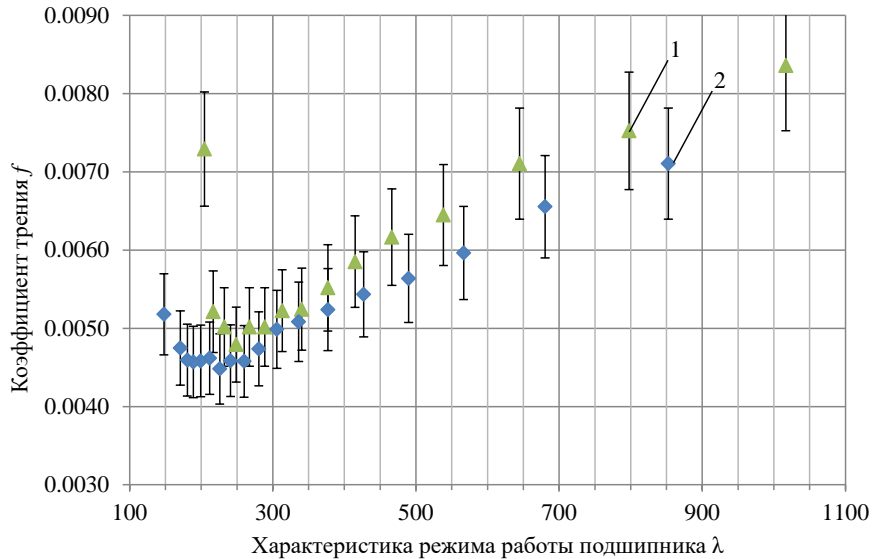
4. Приработка модельного ПС, осуществляемая в виде ступенчатого нагружения подшипника от 500 до 5000 Н с шагом 250 Н. В процессе работы на каждой ступени нагружения фиксируются все параметры трения: момент трения, нагрузка, температура вкладыша, напряжение в контакте. Переход к следующему шагу нагружения осуществляется после стабилизации момента трения на текущем шаге. Необходимо отметить, что максимальная удельная нагрузка на подшипник равная 5,1 МПа соответствует реальному значению нагрузки на шатунные подшипники двигателя ВАЗ-2108 [162].

5. Ступенчатое нагружение и получение диаграммы Герси-Штрибека. Нагрузка изменяется ступенчато аналогично этапу приработки. После достижения максимальной нагрузки и фиксации параметров трения нагрузка снималась с подшипника и снова фиксировалось значение нулевого момента трения. Диаграмму снимали в семи повторениях без учёта приработки. Коэффициент трения пересчитывался по полученным значениям момента трения и осреднялся по семи измерениям.

6. Остановка стенда, разборка сопряжения, замена вкладыша.

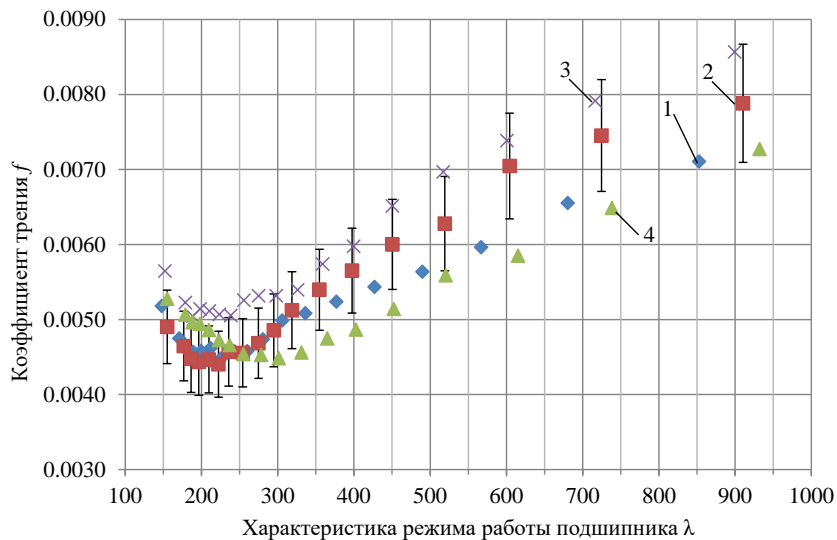
3.2.3 Результаты эксперимента

Полученные диаграммы Герси-Штрибека для рассматриваемого модельного ПС представлены на рисунках 3.7 и 3.8.



1 – свежее масло Mobil 5W-50; 2 – работавшее масло Mobil 5W-50

Рисунок 3.7 – Диаграмма Герси-Штрибека для модельного ПС при работе на свежем и работавшем моторном масле Mobil 5W-50



1 – работавшее масло Mobil 5W-50; 2 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,05% абразива; 3 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,1% абразива; 4 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,5% абразива

Рисунок 3.8 – Диаграмма Герси-Штрибека для модельного ПС при работе на работавшем моторном масле Mobil 5W-50 при различных концентрациях абразивных частиц

Как видно из рисунка 3.8 критические значения характеристики режима работы подшипника для свежего и работавшего масла Mobil 5W-50 отличаются. Однако работавшее масло демонстрирует улучшенные противоизносные свойства, поскольку повышение коэффициента трения начинается только при характеристике режима работы ниже 175, в то время как для свежего масла это значение составляет 250. Отсюда следует один из важных выводов проводимых экспериментальных исследований подшипника – повышение концентрации абразивных частиц в моторном масле приводит к смещению диаграммы Герси-Штрибека от начала координат, смена режима смазки в подшипнике происходит при менее «жёстких» условиях работы.

Измерение потери массы вкладышей после работы на свежем и работавшем масле также подтверждают это (таблица 3.8, рисунок 3.9).

Таблица 3.8 – Результаты измерения потери массы испытываемого вкладыша

Вес вкладыша до испытания, грамм					
№измерения/масло*	1	2	3	4	5
1	19,3244	19,4663	19,4740	19,375	19,3342
2	19,3244	19,4662	19,4740	19,375	19,3345
3	19,3244	19,4662	19,4740	19,375	19,3344
Среднее значение	19,3244	19,4662	19,474	19,375	19,3343
Вес вкладыша после испытания, грамм					
1	19,2235	19,4325	19,2891	19,1812	19,314
2	19,2234	19,4325	19,2892	19,1808	19,314
3	19,2234	19,4324	19,2895	19,1806	19,3142
Среднее значение	19,2234	19,4324	19,2892	19,1808	19,3140

*Примечание. 1 – свежее масло; 2 – работавшее масло без добавления абразива; 3 – работавшее масло + 0,05% абразива; 4 – работавшее + 0,1% абразива; 5 – работавшее масло + 0,5% абразива

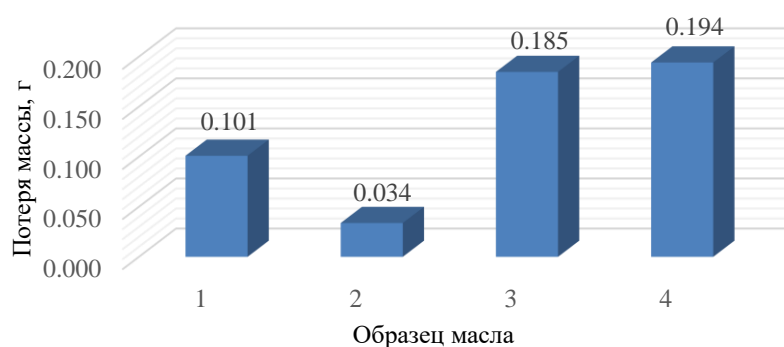
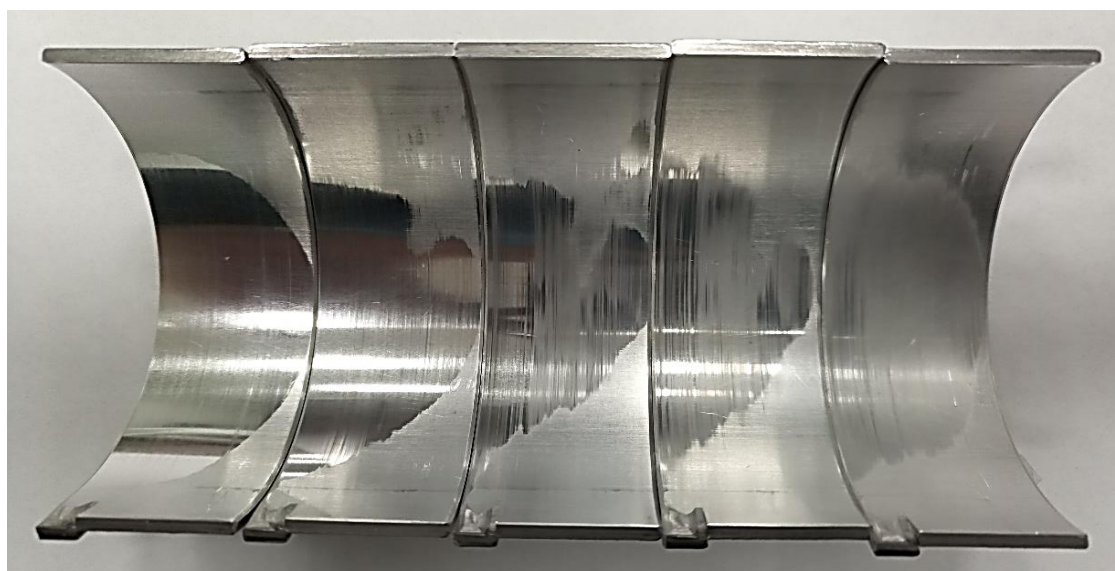


Рисунок 3.9– Потеря массы вкладышей при работе на свежем и работавшем масле с добавлением абразива (см. примечание к таблице 3.8)

Результаты измерений шероховатости поверхности вкладышей и ролика после работы на свежем и работавшем масле представлены в таблице 3.9, а на рисунке 3.10 – состояние рабочих поверхностей вкладышей.

Таблица 3.9 – Параметры шероховатости поверхностей трения подшипника

Деталь подшипника	Средние значения параметров шероховатости и отклонения			
	Ra, мкм	σ , мкм	Rz, мкм	σ , мкм
Новый вкладыш	0,045	0,003	0,181	0,008
После работы на свежем масле	0,079	0,005	0,291	0,075
После работы на работавшем масле	5	0,010	0,495	0,056
После работы на работавшем масле +0,05 % абразива	0,031	0,006	0,170	0,035
После работы на работавшем масле +0,1 % абразива	0,097	0,002	0,482	0,035
После работы на работавшем масле +0,5 % абразива	0,111	0,004	0,614	0,047
Ролик				
После работы на работавшем масле +0,05 % абразива	0,369	0,012	1,572	0,027
После работы на работавшем масле +0,5 % абразива	0,298	0,002	1,523	0,004



После работы на свежем масле

После работы на работавшем масле

После работы на работавшем масле +0,05 % абразива

После работы на работавшем масле +0,1 % абразива

После работы на работавшем масле +0,5 % абразива

Рисунок 3.10 – Состояние рабочих поверхностей вкладышей

3.3 Выводы по третьей главе

1. Получены вязкостно-температурные характеристики свежего и работавшего масла Mobil 1 FS X1 5W-50. Реологические свойства свежего масла значительно отличаются от свойств работавшего масла. В частности, снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ при температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$ для свежего масла составляет 11,2%, а для работавшего – 21,9%, а при температуре $150 \text{ }^\circ\text{C}$ падение вязкости возрастает до 24,4% для свежего и до 33,8% для работавшего масла. Вязкость работавшего масла при скорости сдвига 10^2 с^{-1} меньше вязкости свежего масла на 3,5-7% в зависимости от температуры.

2. Получены параметры для степенной модели вязкости масла класса SAE 5W-50. При этом установлено, что сдвиговая стабильность работавшего масла существенно ниже сдвиговой стабильности свежего масла. В частности, показатель степени, характеризующий неньютоновское поведение (снижение вязкости при сдвиге), для рассматриваемого свежего масла на 3,8-5,0% выше, чем у работавшего масла. Это говорит о необходимости учёта изменения сдвиговой стабильности масел по мере работы при моделировании предотказного состояния подшипников скольжения.

3. Повышение концентрации абразивных частиц в моторном масле приводит к смещению диаграммы Герси-Штрибека от начала координат, смена режима смазки в подшипнике происходит при менее «жёстких» условиях работы.

4. Повышение концентрации абразивных частиц в масле приводит к повышению параметров шероховатости рабочей поверхности вкладышей, что, в свою очередь, влияет на значение критической толщины смазочного слоя. В частности, в условиях эксперимента при повышении концентрации абразивных частиц в масле с 0,05% до 0,5% происходит снижение класса шероховатости поверхности вкладыша с 12 до 10. Это обстоятельство также необходимо учитывать при моделировании предотказного состояния подшипников скольжения, поскольку оно будет оказывать влияние на скорость изнашивания подшипника.

4 РАСЧЁТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ

Разработанные методика моделирования и алгоритмы изнашивания подшипников были реализованы в комплексе прикладных программ «ОРБИТА-Ресурс» [157], который позволяет решать широкий круг задач в процессе проектирования машин, имеющих в своём составе гидродинамические подшипники скольжения. Краткое описание программного комплекса представлено в приложении 2.

4.1 Исходные данные

В таблице 4.1. представлены исходные данные для расчёта шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/128 и 12ЧН18,5/21,5.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчёта шатунных подшипников ДВС

Параметр	Ед. изм.	Двигатель	
		6ЧН10,5/128	12ЧН18,5/21,5
Угловая скорость вращения коленчатого вала, режим N_{max}/M_{max}	с ⁻¹	241/126	209,33
Радиус кривошипа	м	0,064	0,1075
Длина шатуна	м	0,213	0,415
Диаметр подшипника	м	0,076	0,135
Ширина подшипника	м	0,0292	0,061
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	$67 \cdot 10^{-6}$	$123 \cdot 10^{-6}$
Количество смазочных отверстий	шт.	1	2
Количество смазочных канавок	шт.	-	-
Угол начала канавки		-	-
Угол окончания канавки		-	-
Ширина канавки		-	-
Диаметр смазочного отверстия на поверхности шейки вала	м	0,006	0,010
Углы расположения смазочных отверстий	град.	50	60; 270
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,5	0,5
Температура масла, подаваемого в подшипник	°C	100	100
Класс вязкости моторного масла по SAE		5W-40	10W-40
Материал шейки вала		Сталь 42Х1МФА	Сталь 40ХНМА
Материал втулки (вкладышей)		Сплав LN5 (Pb - 5%, Sn - 11%, Cu - остальное)	CuPb24Sn
Коэффициент Пуассона шейки вала ν_1		0,30	0,30
Коэффициент Пуассона втулки (вкладышей) ν_2		0,35	0,35
Модуль упругости материала вала E_1	МПа	211 000	211 000
Модуль упругости материала втулки E_2	МПа	105 000	105 000
Параметр фрикционной усталости для поверхности шейки t_1		3,0	3,0

Продолжение таблицы 4.1

Параметр	Ед. изм.	Двигатель	
		6ЧН10,5/128	12ЧН18,5/21,5
Параметр фрикционной усталости для поверхности втулки (вкладышей) t_2		6,0	6,0
Фактор упругости K		0,0015	0,0015
Среднее значение высоты микронеровностей шейки вала \bar{R}_{z1}	м	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей шейки вала σ_{s1}	м	$0,33 \cdot 10^{-6}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$
Среднее значение высоты микронеровностей втулки (вкладышей) \bar{R}_{z2}	м	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей втулки (вкладышей) σ_{s2}	м	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$
Относительное удлинение при разрыве для материала шейки вала δ_{01}	%	12	12
Относительное удлинение при разрыве для материала втулки δ_{02}	%	10	12
Твердость поверхности шейки вала HB_1	МПа	552	555
Твердость поверхности втулки HB_2	МПа	80	55
Экспериментальный коэффициент скорости изнашивания втулки		$8 \cdot 10^{-22}$	$8 \cdot 10^{-22}$
Параметр степенного закона изнашивания для втулки		1,33	1,33
Максимальный коэффициент трения при граничной смазке		0,1	0,1
Базовое число циклов нагружения материала вкладышей N_0		$4,6 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$
Тангенс угла наклона кривой усталости антифрикционного материала вкладышей m		8,6	8,6
Предел усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей P_{max0}	МПа	448	448
Максимальный диаметр абразивных частиц (условно принимается равным тонкости отсева системы фильтрации масла) d_{max}	м	$8 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$
Минимальный диаметр абразивных частиц d_{min}	м	$2 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
Плотность абразивных частиц γ_a	кг/м ³	2500	2500
Средняя массовая концентрация активных абразивных частиц в масле ε_{cp}	%	0,012	0,015
Коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с зазором в подшипнике K_1		0,5	0,5
Коэффициент, учитывающий содержание в масле частиц, твердость которых превышает твердость поверхностей трения K_2		0,7	0,7

Двигатели типа 6ЧН10,5/128 широко применяются на отечественной автомобильной технике ОАО «АЗ «УРАЛ», ООО «ЛиАЗ» (бортовые грузовые автомобили, самосвалы, тягачи, городские и пригородные автобусы). Двигатели типа 12ЧН18,5/21,5 представляют собой перспективное семейство дизелей производства ООО «Уральский дизель-моторный завод» и предназначены для использования на судах, железнодорожных локомотивах и карьерных автосамосвалах. Расчётные исследования шатунных подшипников указанных представляют собой практический интерес.

4.2 Результаты расчётных исследований шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/128

На первом этапе было исследовано влияние диаметрального зазора в подшипнике на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки, максимальную скорость изнашивания и расход масла, максимальные контактные давления (рисунок 4.1).

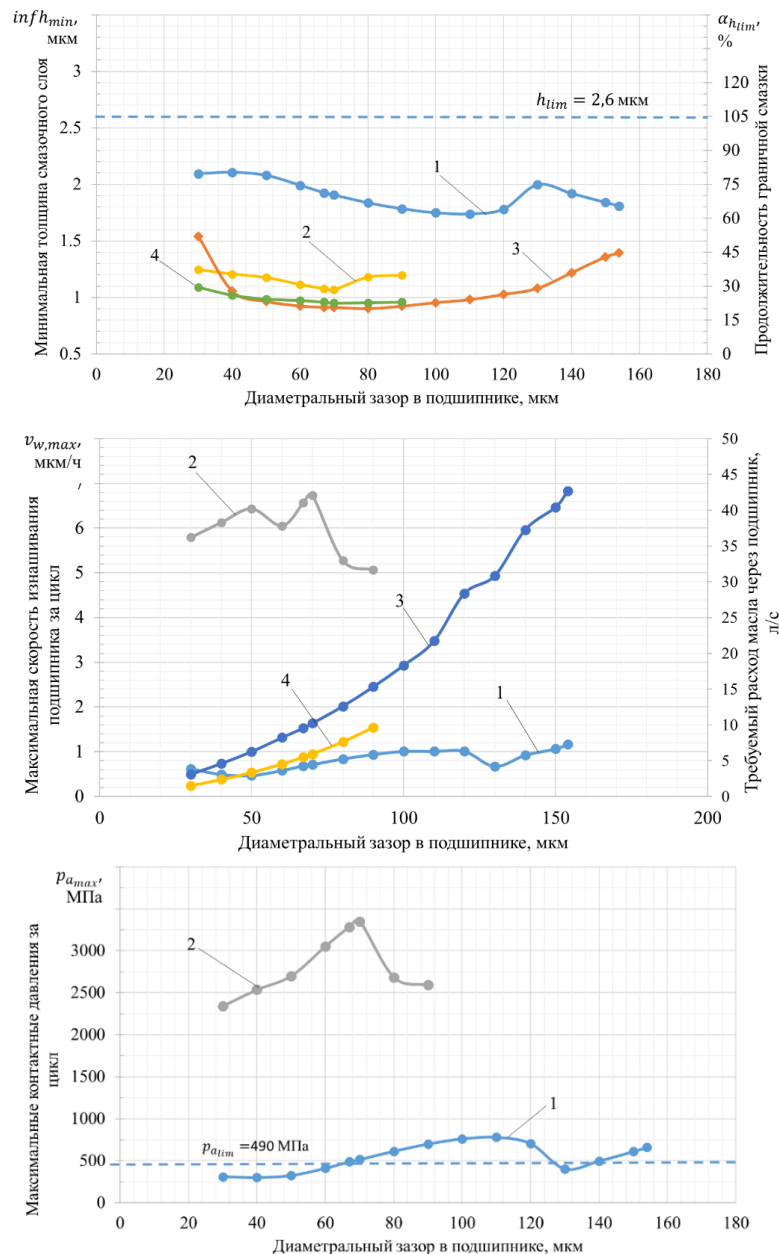


Рисунок 4.1 – Влияние диаметрального зазора в подшипнике на минимальную толщину смазочного слоя (1 режим N_{max} , 2 режим M_{max}) и продолжительность граничного режима смазки (3 режим N_{max} , 4 режим M_{max}), максимальную скорость изнашивания (1 режим N_{max} , 2 режим M_{max}) и расход масла (3 режим N_{max} , 4 режим M_{max}), максимальные контактные давления (1 режим N_{max} , 2 режим M_{max})

Влияние вязкости масла на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки, максимальную скорость изнашивания и максимальные контактные давления в подшипнике (режим N_{max}) представлено на рисунке 4.2. Оценка влияния овальностей втулки (вкладышей) шатунного подшипника (режим N_{max}) и шейки вала (цапфы) представлена на рисунке 4.3 и в таблице 4.2.

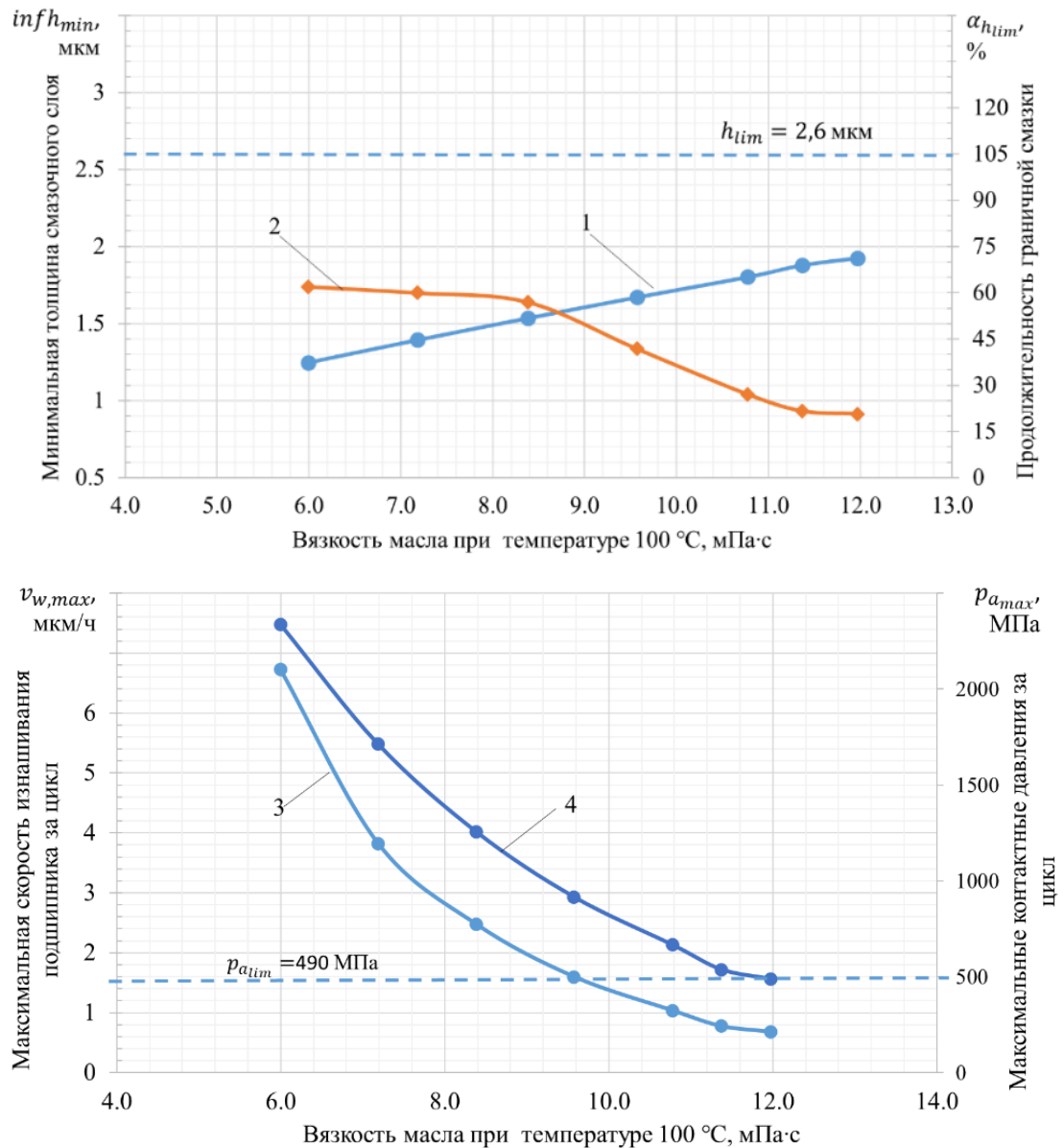


Рисунок 4.2 – Влияние вязкости масла на минимальную толщину смазочного слоя (1) и продолжительность граничного режима смазки (2), максимальную скорость изнашивания (3) и максимальные контактные давления (4)

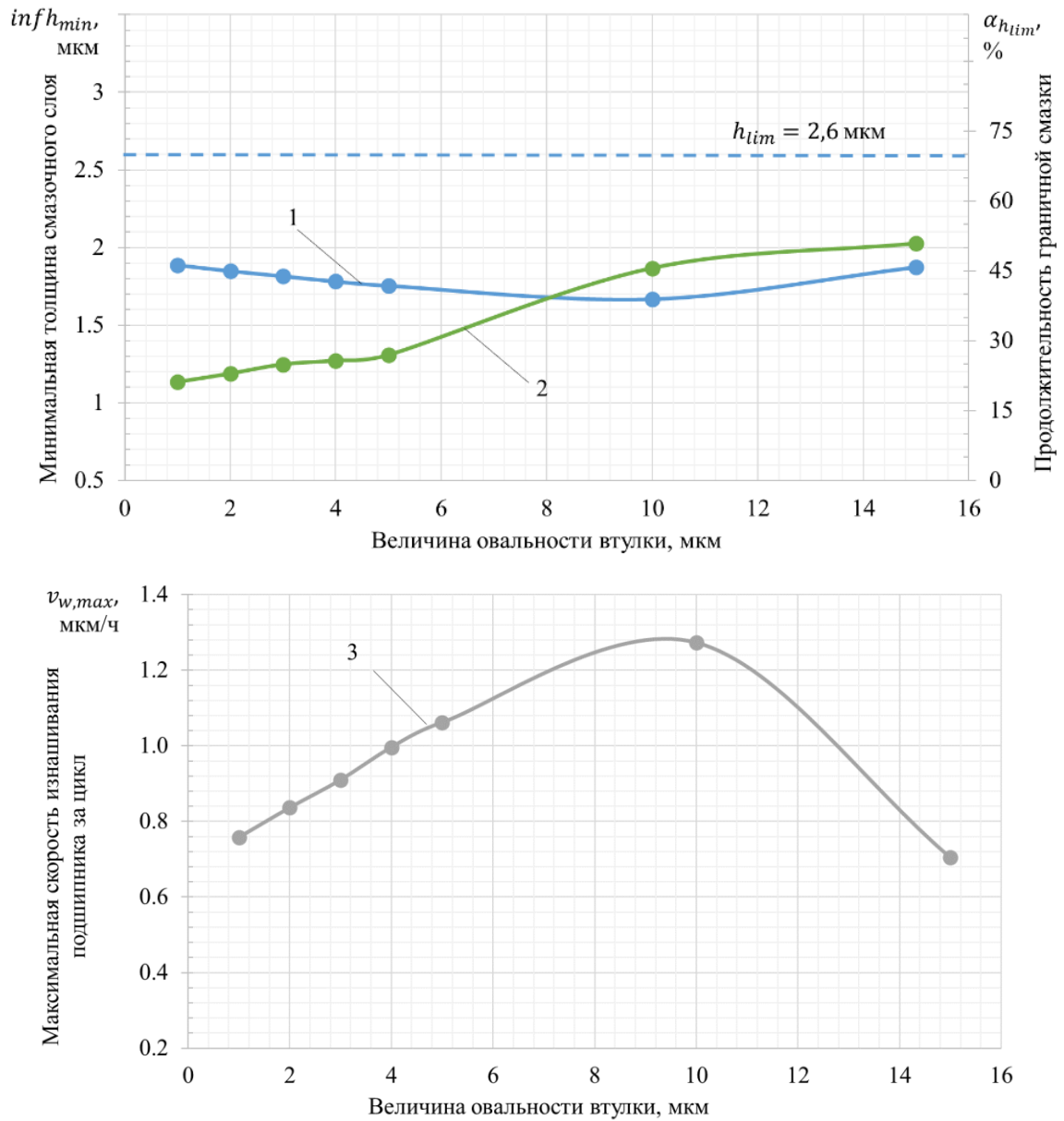





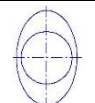
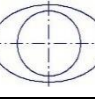
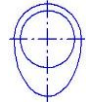
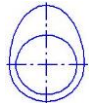
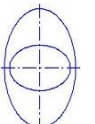


Рисунок 4.3 – Влияние величины овальности втулки (вкладышей) шатунного подшипника на минимальную толщину смазочного слоя (1), продолжительность граничного режима смазки (2) и максимальную скорость изнашивания подшипника (3)

Таблица 4.2 – Результаты расчёта гидромеханических характеристик и скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/12,8 при наличии овальности втулки (вкладышей) и цапфы (шейки вала)

Вариант		Характеристики геометрии подшипника	Гидромеханические характеристики						
№	Схема		$inf h_{min},$ мкм	$h^*_{min},$ мкм	$sup P_{max},$ МПа	$N^*,$ Вт	$T^*,$ °C	$\alpha_{2,6},$ %	$v_{изн},$ мкм/ч
Втулка и цапфа круглые									
1			1,92	4,44	426,5	346,7	113,8	20,6	0,69
Втулка круглая, цапфа эллиптическая									
2		$\theta_{20} = 0^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$	1,91	4,28	439,4	344,7	114,6	22,3	0,73
3		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,005 \text{ мм}$	2,010	4,35	377,4	348,6	115,9	18,7	0,55
Втулка круглая, цапфа полуэллиптическая									
4		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,007 \text{ мм}$	1,040	4,030	370,6	354,5	115,8	25,7	10,03
5		$\theta_{20} = 270^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$	1,766	4,314	415,8	343,3	114,2	28,1	1,50
Втулка эллиптическая, цапфа круглая									
6		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,004 \text{ мм}$	2,049	4,530	405,7	353,5	111,3	16,8	0,48
7		$\theta_1 = 90^\circ$ $\Delta_1 = 0,008 \text{ мм}$	1,691	4,071	579,2	354,5	111,0	40,2	1,22
Втулка полуэллиптическая, цапфа круглая									
8		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,005 \text{ мм}$	1,942	4,425	426,2	351,0	112,3	19,3	0,69
9		$\theta_1 = 180^\circ$ $\Delta_1 = 0,004 \text{ мм}$	2,035	4,459	406,0	350	112,5	18,3	0,49
Втулка и цапфа эллиптические									
10		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$ $\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,002 \text{ мм}$	2,040	4,444	389,4	350,7	113,6	18,2	0,49

Траектории движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8 на различных режимах представлены на

рисунке 4.4. Постановка задачи, математическая модель и алгоритм расчета ГМХ сложнонагруженных ПС, форма поверхностей которых отличается от круглоцилиндрической, представлена в работе [150].

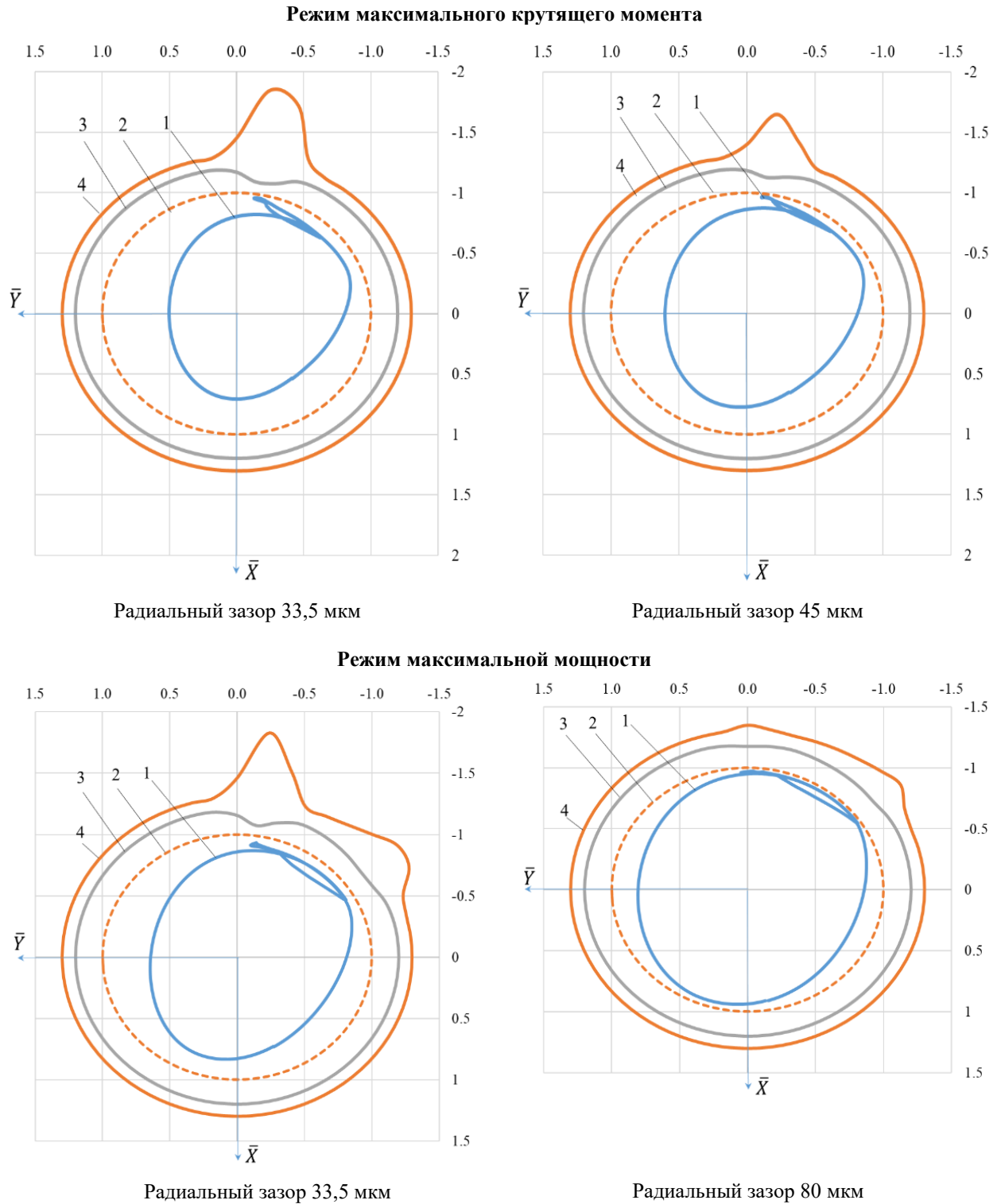


Рисунок 4.4 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8 на различных режимах

На рисунке 4.5 представлена зависимость скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8, работающего на режиме номинальной мощности, от концентрации в масле активных абразивных частиц.

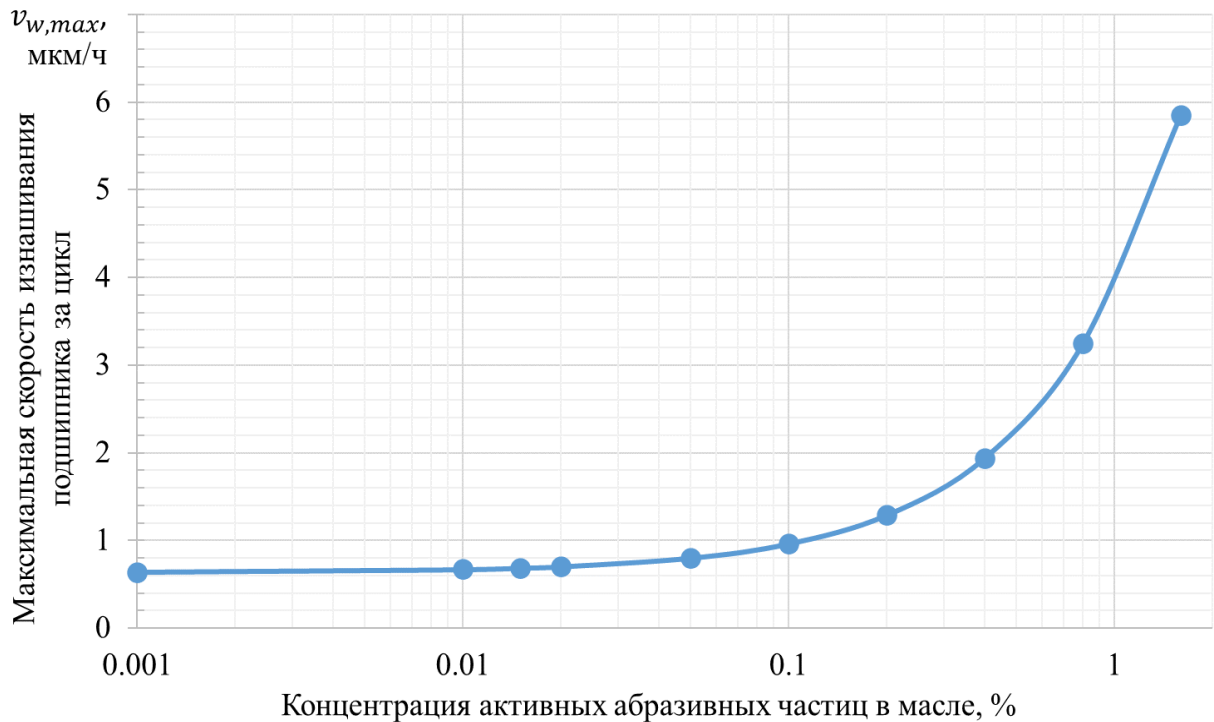


Рисунок 4.5 – Влияние концентрации активных абразивных частиц в масле на скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8

Результаты расчёта свидетельствуют о том, что режим максимального крутящего момента для рассматриваемого шатунного подшипника является наиболее нагруженным (рисунки 4.1, 4.4). Весьма высокие значения контактных давлений (2500...3000 МПа) и скорости изнашивания подшипника (5...6 мкм/ч) характеризуют повышенный риск отказа. Продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике составляет около 20 % на рассматриваемых режимах работы двигателя. При увеличении диаметрального зазора в подшипнике до 90-120 мкм продолжительность граничного режима смазки составляет более 25%, что является уже недопустимым для подшипников. Отсюда следует, что при эксплуатации двигателя с такими величинами зазоров в шатунных подшипниках необходимо минимизировать продолжительность работы на соответствующих режимах. А состояние подшипников следует характеризовать как предотказное.

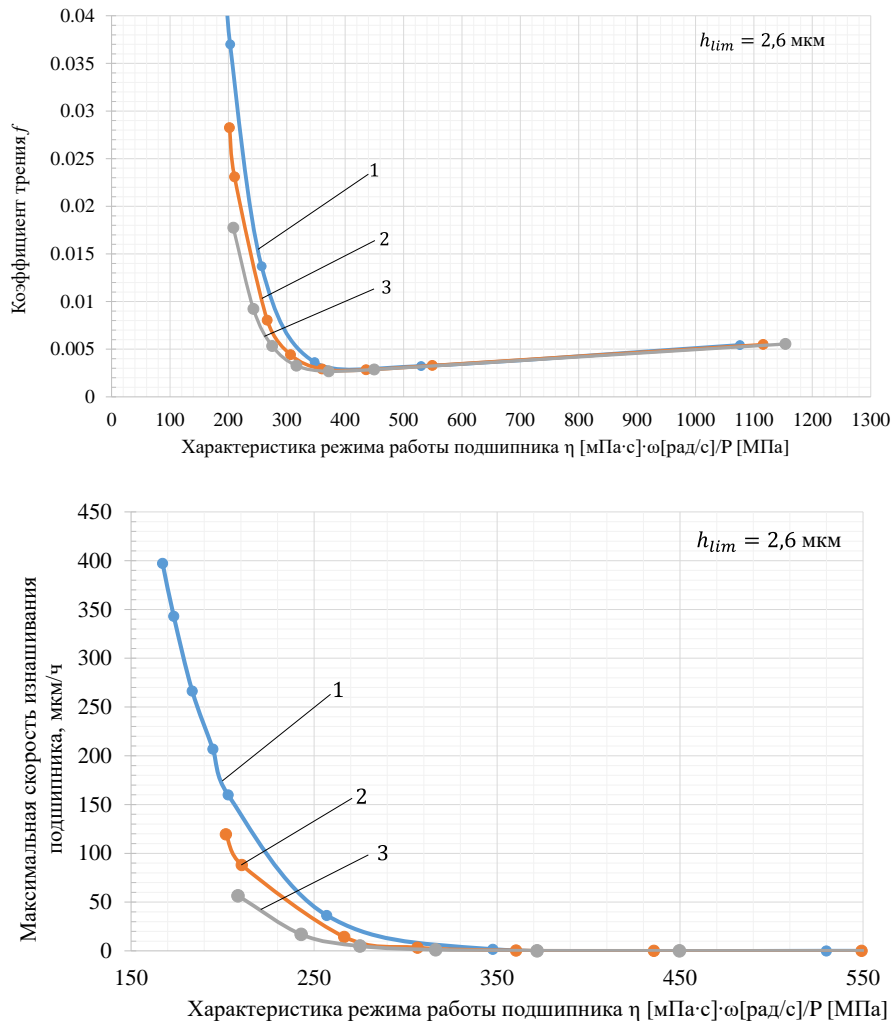
Снижение вязкости масла (измеренной при 100 °С) с 12,0 мПа·с до 10,5 мПа·с (то есть на 12,5 %) приводит к повышению продолжительности граничного режима смазки в подшипнике на режиме максимальной мощности с 20% до 27%, максимальных контактных давлений с 489 МПа до 688 МПа, максимальной скорости изнашивания с 0,7 мкм/ч до 1,0 мкм/ч. А при снижении вязкости масла на 20% до 9,5 мПа·с продолжительность граничного режима смазки возрастает уже до 42% (рисунок 4.2). Таким образом, снижение вязкости масла на 15-20% уже способствует повышению риска возникновения отказа рассматриваемого подшипника.

Заметное влияние на продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике оказывает и отклонение поверхностей шейки вала и втулки (вкладышей) от правильной геометрической формы (таблица 4.2). Наибольшее ухудшение работы подшипника происходит при появлении эллиптичности (точнее полуэллиптичности) шейки вала (варианты 4 и 5 в таблица 4.2). Эллиптичность вкладышей более 5 мкм является недопустимой для рассматриваемого подшипника, поскольку при более высоких значениях продолжительность граничного режима смазки увеличивается более 25% (рисунок 4.3).

Массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрация следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния на рассматриваемых режимах.

Анализ траекторий движения шатунной шейки в подшипнике, а также диаграмм (эпюр) износа показывает, что вполне ожидаемо, наибольшему износу подвержен верхний вкладыш шатунного подшипника.

Для оценки «глубины» граничного режима смазки в шатунном подшипнике были сделаны дополнительные расчёты. В частности, расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8 и скорость изнашивания представлены на рисунке 4.6.



1 – подшипник идеально круглый; 2 – овальность втулки 5 мкм; 3 – овальность втулки 10 мкм

Рисунок 4.6 – Влияние овальности вкладышей на работоспособность подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8

Из диаграмм видно, что для случая идеально круглого подшипника (шейка и вкладыши идеально круглой формы) критическая характеристика режима работы составляет около 350. Овальность втулки практически не меняет этого значения в исследуемых пределах, но оказывает влияние на скорость изнашивания.

Зависимости минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя 6ЧН10,5/12,8 и характеристики режима работы от угла поворота коленчатого вала представлены на рисунке 4.7. Если за критическое значение характеристики режима работы подшипника принять значение 350, то анализ зависимостей на рисунке 4.7 показывает, что на режиме максимального крутящего момента от 290 до 510 градусов по углу поворота коленчатого вала

подшипник гарантированно работает в граничном режиме смазки но с разной скоростью изнашивания (что и характеризует «глубину граничного режима смазки»), а на режиме максимальной мощности граничная смазка прогнозируется от 330 до 570 градусов по углу поворота коленчатого вала.

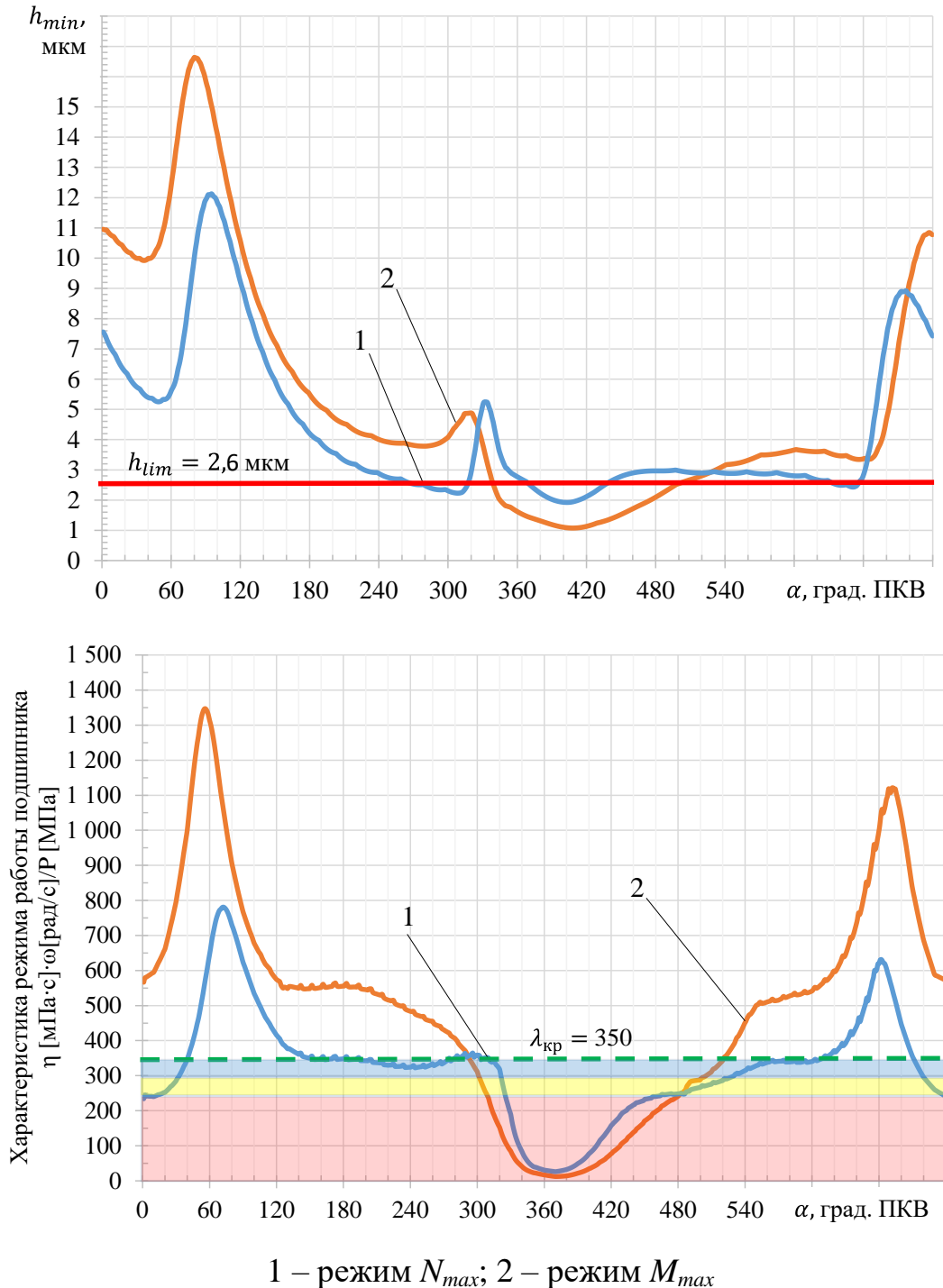


Рисунок 4.7 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя и характеристики режима работы подшипника от угла поворота коленчатого вала

«Глубину граничного режима смазки» $\gamma_{гр}$ в подшипнике предлагается определять аналогично понятию коэффициента надёжности подшипника, введённому З.С. Паллейем [149], по формуле:

$$\gamma_{гр} = \left(1 - \frac{\lambda_{min}}{\lambda_{кр}}\right) \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

где λ_{min} – минимальное значение характеристики режима работы подшипника за цикл нагружения;

$\lambda_{кр}$ – критическое значение характеристики режима работы подшипника.

В случае если $\lambda_{min} = \lambda_{кр}$ «глубина граничного режима смазки» в подшипнике составляет 0%, и по мере уменьшения λ_{min} стремится к 100%.

Расчёт по формуле (4.1) для рассматриваемых случаев нагружения подшипника и принятых исходных данных показывает, что «глубина граничного режима смазки» достигает 96,4% на режиме максимальной мощности и 98,0% на режиме максимального крутящего момента.

Применение предлагаемого критерия $\gamma_{гр}$ совместно с известным критерием $\alpha_{h_{дон}}$ (см. п. 2.3) при анализе сложнонагруженных подшипников скольжения позволяет уточнить влияние граничного режима смазки на их работоспособность.

Необходимость дополнительного критерия обусловлена тем, что понятие «граничного режима смазки» является собирательным и отражает различные процессы, происходящие при сближении поверхностей трения шейки вала и подшипника на величину сопоставимую или меньшую высот микронеровностей. А вот скорость изнашивания подшипника при разном уровне сближения поверхностей отличается. Поэтому важно знать и какую часть рабочего цикла нагружения в подшипнике существует граничный режим смазки и какова при этом будет скорость изнашивания.

Предотказное состояние сложнонагруженного подшипника скольжения характеризуется изменением формы его поверхностей трения в результате износа. Для оценки влияния изменения формы поверхностей трения были проведены расчёты по предложенному в п. 2.9 алгоритму. Результаты расчётов представлены

на рисунках 4.8-4.10. Расчёты были выполнены для режима максимального крутящего момента как наиболее нагруженного.

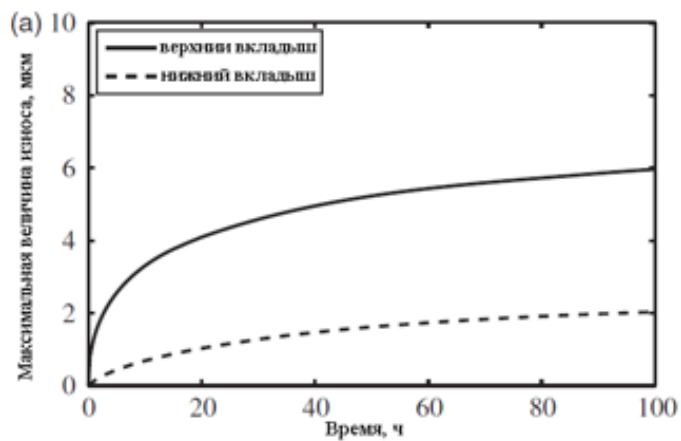
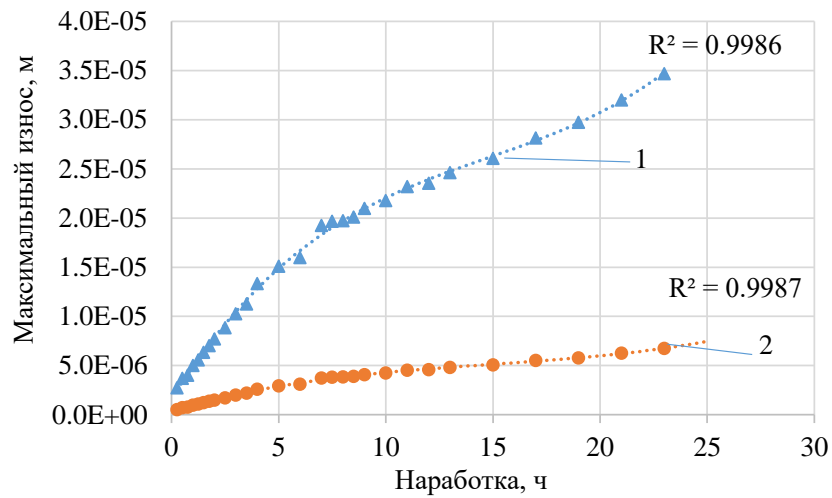


Рисунок 4.8 – Зависимость максимального износа шатунного подшипника от времени на режиме M_{max} в сравнении с результатами работы [21] (a)

Из рисунка 4.8 видно, что в первые 5 часов работы сопряжения происходит более интенсивный износ с постепенным снижением максимальной скорости изнашивания. Далее скорость изнашивания в основном уменьшается, а после 22 часов наработки начинает резко увеличиваться. Суммарное максимальное увеличение радиального зазора в зоне износа при наработке 22 часа составляет 36,26 мкм. Что хорошо согласуется с ранее полученными результатами определения предельно диаметрального зазора в 90-120 мкм.

Полученные кривые износа имеют качественное совпадение с результатами D. Bartel и др. [21], полученными для шатунного подшипника дизеля объёмом 1,9 л.

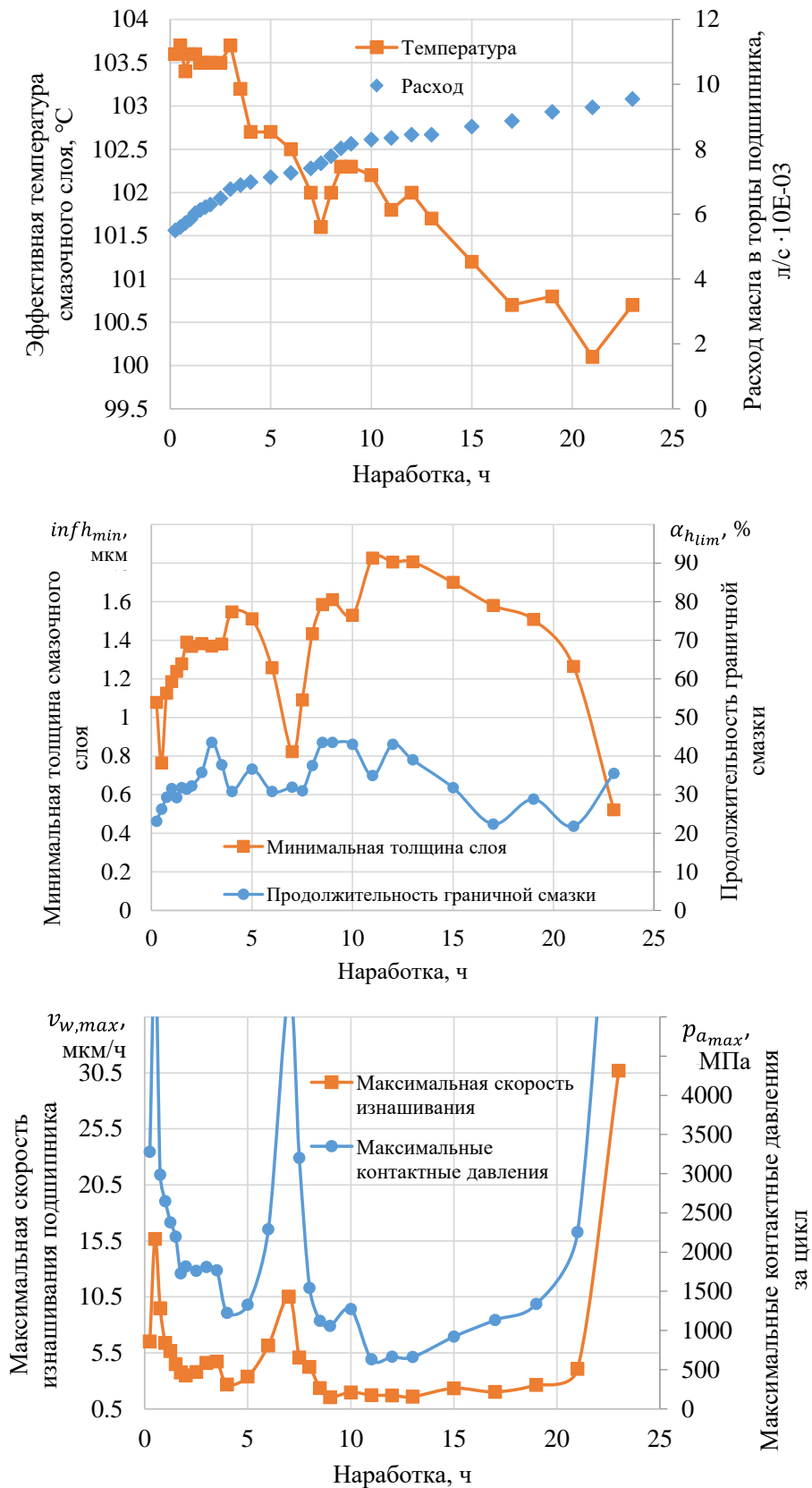
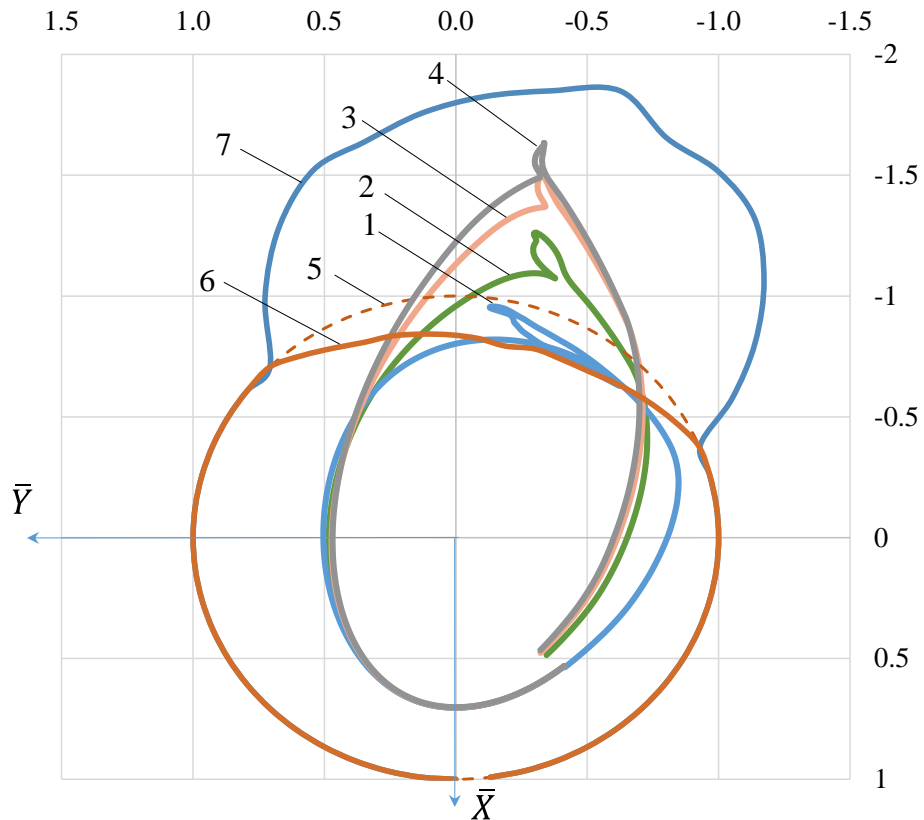


Рисунок 4.9 – Изменение ГМХ подшипника и параметров контактного взаимодействия от наработки на режиме M_{max}



1 – траектория движения центра шипа в идеально круглом подшипнике; 2 – траектория движения шипа с учётом изменения геометрии подшипника через 5 часов работы; 3 – траектория движения шипа с учётом изменения геометрии подшипника через 15 часов работы; 4 – траектория движения шипа с учётом изменения геометрии подшипника через 22 часа работы; 5 – единичная окружность при круглом подшипнике; 6 – эпюра износа шейки вала через 22 часа работы; 7 – эпюра износа вкладышей через 22 часа работы

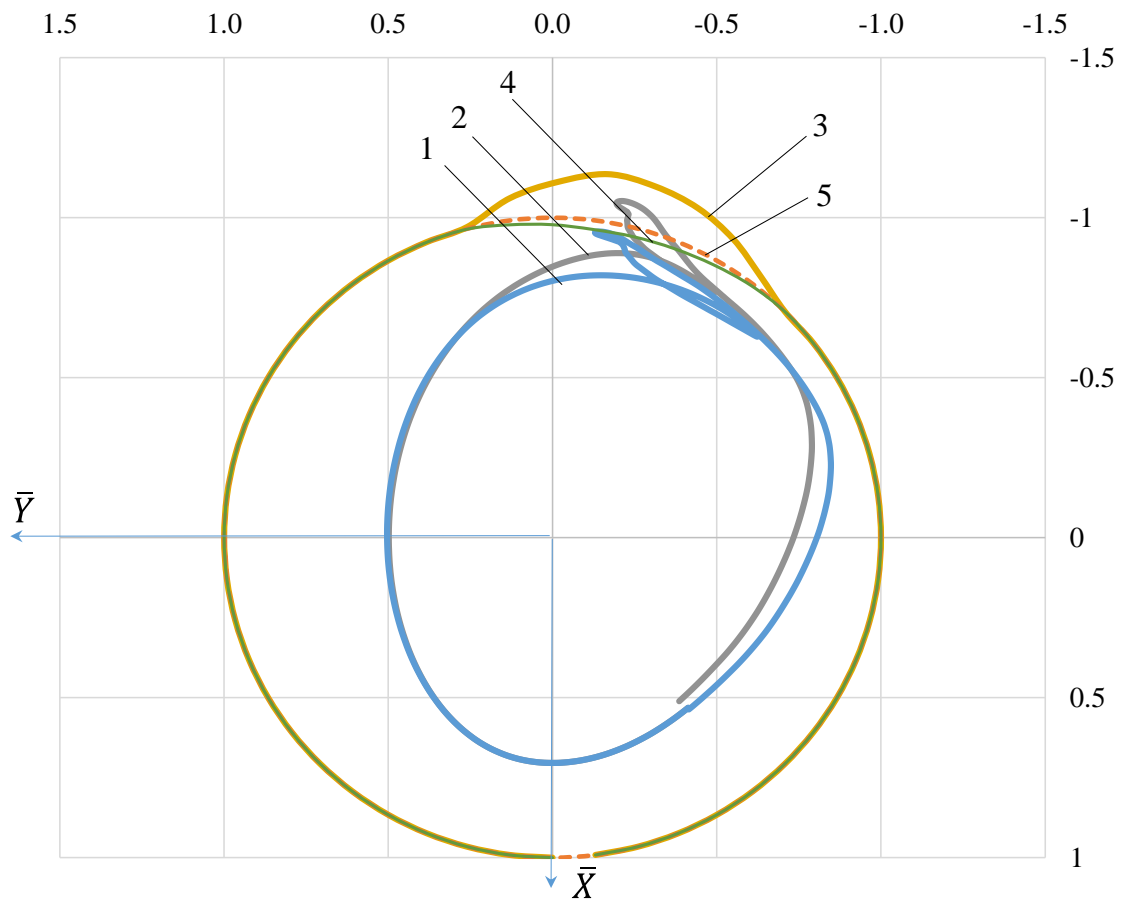
Рисунок 4.10 – Траектории движения центра шатунной шейки в подшипнике в различные моменты наработки и эпюры износа шейки вала и вкладышей через 22 часа работы

Расчётная эпюра износа шейки шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8 также качественно совпадает с результатами других авторов [135].

Как отмечалось выше, изменение геометрии подшипника в процессе изнашивания может быть описано с помощью элементарных некруглостей в виде овалов (эллипсов). Однако при таком подходе возникает необходимость обоснования выбора параметров овалов (разность полуосей, начальное угловое

положение большей оси овала), которыми будет описываться изменения геометрии подшипника по мере изнашивания.

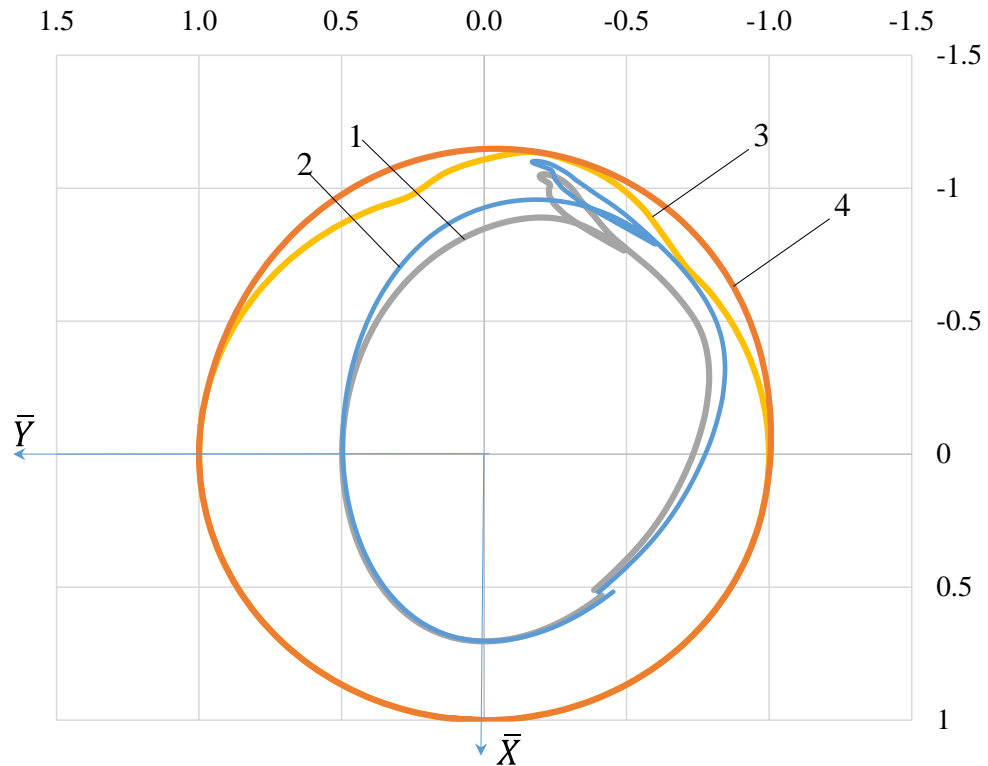
Для проверки влияния параметров овалов, описывающих изменение геометрии, были выполнены сравнительные расчёты траекторий шейки (рисунки 4.11–4.13) и ГМХ подшипника (таблица 4.3) при фиксированном угловом положении овала (190 градусов), но с различной величиной разности полуосей овала (5,1 мкм и 4,0 мкм).



- 1 – траектория движения центра шипа в идеально круглом подшипнике; 2 – траектория движения шипа с учётом износа подшипника через 1 час работы (подход 1); 3 – эпюра износа вкладышей через 1 час работы; 4 – эпюра износа шейки вала через 1 час работы; 5 – единичная окружность при круглом подшипнике

Рисунок 4.11 – Сравнение траекторий движения центра шатунной шейки в идеально круглом подшипнике и траектории движения центра шатунной шейки в подшипнике через 1 час работы на режиме M_{max}

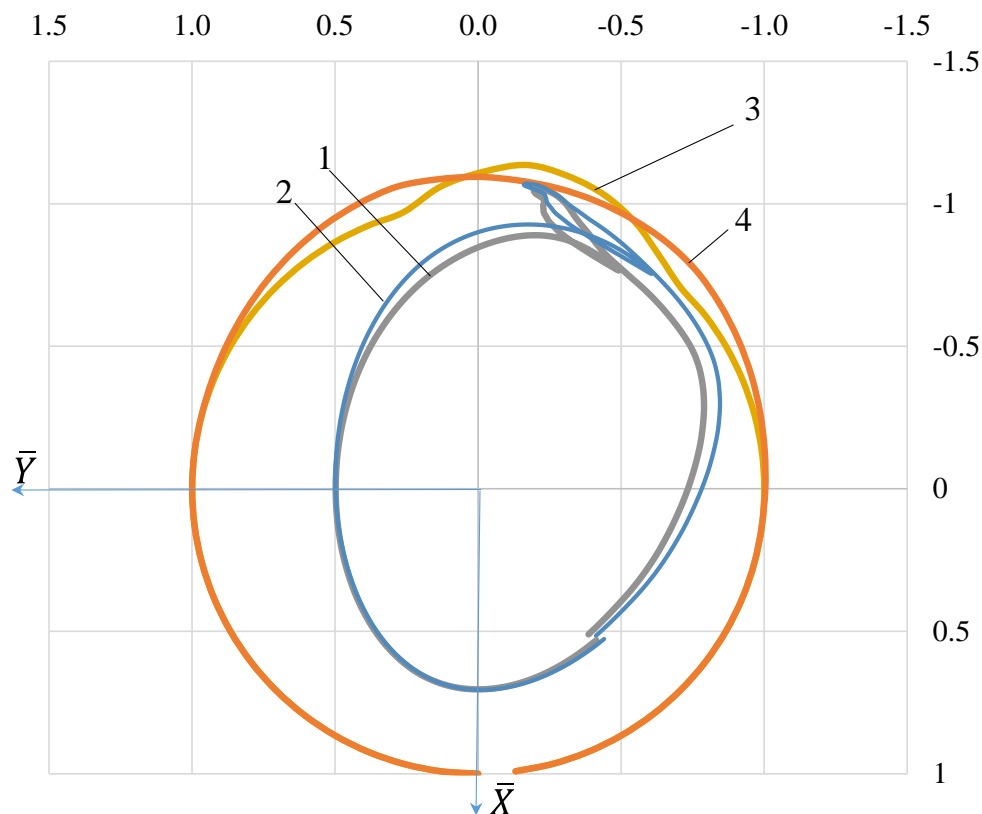
В первом случае (рисунок 4.12) разность полуосей эллипса подшипника была принята 5,1 мкм, что соответствует максимальному износу вкладышей через 1 час наработки (подход 2).



- 1 – траектория движения шипа с учётом износа подшипника через 1 час работы (подход 1);
 2 – траектория движения шипа при односторонней овальности подшипника 5,1 мкм (подход 2);
 3 – эпюра износа вкладышей через 1 час работы; 4 – односторонняя овальность подшипника

Рисунок 4.12 – Сравнение траекторий движения шейки через 1 час работы при различной геометрии подшипника в результате износа (разность полуосей эллипса подшипника 5,1 мкм, начальное положение овала 190 градусов)

Как видно, хотя траектории находятся достаточно близко, но траектория 2 является более вытянутой. Однако, отличия в скоростях изнашивания не превышают 12,5%, а в минимальных толщинах смазочного слоя отличия не более 3,5% (таблица 4.3). При односторонней овальности подшипника в 4,0 мкм траектории становятся ещё более схожи (рисунок 4.13). Эти результаты свидетельствуют о применимости описания овалами правильной формы изменения геометрии подшипника в процессе изнашивания.



- 1 – траектория движения шипа с учётом износа подшипника через 1 час работы (подход 1);
 2 – траектория движения шипа при односторонней овальности подшипника 4,0 мкм (подход 3);
 3 – эпюра износа вкладышей через 1 час работы (подход 1); 4 – односторонняя овальность подшипника

Рисунок 4.13 – Сравнение траектории движения шейки через 1 час работы для различной геометрии подшипника (разность полуосей эллипса подшипника 4,0 мкм, начальное положение овала 190 градусов)

Таблица 4.3 – Сравнение некоторых ГМХ подшипника и контактных параметров для различных подходов к описанию изменения геометрии подшипника

ГМХ и контактные параметры	Подход 1	Подход 2 и		Подход 3 и	
		% от подхода 1		% от подхода 1	
Эффективная температура T , °C	103,6	102,6	1,0	102,4	1,2
Минимальная толщина смазочного слоя $infh_{\min}$, мкм	1,185	1,146	3,3	1,169	1,4
Максимальная скорость изнашивания вкладышей, мкм/ч	5,358	4,699	12,3	4,668	12,9
Максимальная скорость изнашивания шейки вала, мкм/ч	1,032	0,906	12,2	0,901	12,7
Максимальные контактные давления за цикл, МПа	2650	2868	-8,2	2739	-3,4
Продолжительность граничной смазки, %	31,5	23	27,0	22,91	27,3
Расход в торцы подшипника, л/с $\cdot 10^{-3}$	5,84	5,99	-2,6	6,13	-5,0

Для проведения многовариантных расчётов при решении задач оптимизации важным также является экономия расчётного времени и вычислительных ресурсов. В связи с этим имеет практическую ценность получение уравнений регрессии для наиболее значимых факторов, определяющих скорость изнашивания.

4.2.1 Определение уравнений регрессии для выходных параметров ПС на основе численного эксперимента

4.2.1.1 Планирование и обработка результатов многофакторного эксперимента

При построении уравнений регрессии для выходных параметров, характеризующих работоспособность ПС, был использован численный эксперимент. Расчеты проводились с помощью программного комплекса [157], зарегистрированного в Федеральном институте промышленной собственности.

Основные факторами, влияющими на работоспособность ПС, а также на процесс изнашивания поверхностей трения, представлены в таблице 4.4. Диапазон изменения факторов обоснован конструкторской документацией, нормативными документами, опытом выполнения расчетных исследований автора.

Таблица 4.4 – Факторы, влияющие на работоспособность и процесс изнашивания поверхностей трения ПС

№	Наименование, размерность	Диапазон изменения
1	Радиальный зазор C , мкм	31,5 – 41,5
2	Температура масла на входе в подшипник T , °С	80 – 120
3	Средняя концентрация активных абразивных частиц $\epsilon_{\text{ср}}$, %	0 – 0,03
4	Ширина подшипника B , мм	26 – 32
5	Суммарная высота микронеровностей шейки и втулки R_z , мкм	0,28 – 3,2

Однако, ширина подшипника влияет на габариты двигателя и ее изменение приведет к изменению компоновки. Суммарная высота микронеровностей шейки и втулки обеспечивается технологией изготовления и обработки поверхностей трения. Поэтому в расчетном эксперименте варьировали первые три параметра.

Ширину подшипника задавали согласно чертежной документации, $B = 0,0292$ м. Суммарная высота микронеровностей шейки и втулки $Rz = 2,6$ мкм.

Для одновременного варьирования изменяемых параметров и уменьшения количества натуральных или стендовых экспериментов был использован метод полнофакторного эксперимента (ПФЭ). Полнофакторный эксперимент – это система опытов, при которой реализуются все возможные, неповторяющиеся комбинации верхнего и нижнего уровней факторов.

Выходные параметры, для которых выполнялся поиск уравнения регрессии, представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Выходные параметры, характеризующие работоспособность и процесс изнашивания поверхностей трения ПС

№	Наименование, размерность	Обозначения
1	Ресурс трибосопряжения, ч	R
2	Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	VI_p
3	Скорость изнашивания вала, мкм/ч	VI_v
4	Максимальные контактные давления, МПа	PC_{\max}

Так как диапазон изменения факторов и их размерности отличаются друг от друга на несколько порядков. Поэтому с целью выравнивания размерностей факторов при обработке результатов ПФЭ обычно применяется процедура кодирования факторов, то есть перевод размерных значений факторов в безразмерные. При этом диапазон варьирования каждого из факторов будет лежать в пределах $[+1; -1]$. Кодированное значение факторов выполняется согласно следующему выражению:

$$X_i = \frac{x_i - x_{0i}}{\Delta x_i}, \quad (4.2)$$

где x_i – размерное значение i -го фактора; x_{0i} – нулевой уровень фактора; Δx_i – плечо плана (шаг варьирования фактора).

Нулевой уровень фактора численно равен середине диапазона варьирования фактора при выполнении численного эксперимента:

$$x_{0i} = \frac{x_{i \max} + x_{i \min}}{2}, \quad (4.3)$$

где $x_{i \min}$ – нижний уровень фактора; $x_{i \max}$ – верхний уровень фактора.

Шаг варьирования факторов определяется по выражению:

$$\Delta x_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2}. \quad (4.4)$$

Кодирование уровней факторов проводится также для удобства записи условий эксперимента и обработки экспериментальных данных.

Уравнение регрессии для каждого из выходных параметров было найдено в виде

$$y_i = b_0 + b_1 \cdot X_1 + b_2 \cdot X_2 + b_3 \cdot X_3 + b_{12} \cdot X_1 \cdot X_2 + b_{23} \cdot X_2 \cdot X_3 + b_{13} \cdot X_1 \cdot X_3. \quad (4.5)$$

На этапе планирования и обработки эксперимента обычно составляют таблицу соответствия размерных и кодированных значений факторов, так называемую матрицу эксперимента (таблица 4.6).

Таблица 4.6 – Исходный уровень факторов и интервалы их варьирования

№	Уровень варьируемых факторов	Кодированное значение	$C_1, \text{мм}$	$T, ^\circ \text{C}$	$\varepsilon_{cp}, \%$
			X_1	X_2	X_3
1	Основной уровень	0	36,5	100	0,015
2	Плечо варьирования	1	5	20	0,015
3	Верхний уровень	+1	41,5	120	0,03
4	Нижний уровень	-1	31,5	80	0,0

На первом этапе исследований были найдены коэффициенты уравнений регрессии, записанные в безразмерном виде (таблица 4.7), для выходных параметров, приведенных в таблице 4.5.

Таблица 4.7 – Коэффициенты уравнений регрессии

Ресурс, ч						
b0	b1	b2	b3	b12	b23	b13
117,6925	-26,3000	-10,865	-81,2825	2,7975	9,6100	20,6250
Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч						
b0	b1	b2	b3	b12	b23	b13
1,1380	0,1223	0,0253	0,7857	0,0034	0,0075	0,0600
Скорость изнашивания вала, мкм/ч						
b0	b1	b2	b3	b12	b23	b13
0,2491	0,0304	0,0385	0,1587	0,0079	0,0114	0,0141
Максимальные контактные давления, МПа						
b0	b1	b2	b3	b12	b23	b13
806,1000	116,4500	0,1250	441,1500	-0,1250	0,1250	46,3000

Для построения размерных уравнений регрессии были использованы следующие выражения для кодирования факторов:

$$X_1 = \frac{C - 36,5}{5}; X_2 = \frac{\varepsilon_{cp} - 0,015}{0,015}; X_3 = \frac{T - 100}{20} \quad (4.6)$$

Подставив коэффициенты из таблицы 4.6, выражения (4.6) в (4.5) были получены окончательные выражения для выходных параметров в натуральном (размерном) масштабе.

$$R = 1548,24425 - 26,4445 \cdot C - 12,07275 \cdot T - 5289,11667 \cdot \varepsilon_{cp} + 0,20625 \cdot C \cdot T + 32,03333 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot T + 32,3 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot C \quad (4.7)$$

$$VI_p = -1,45627 - 0,03622 \cdot C + 0,01701 \cdot T - 5289,11667 \cdot \varepsilon_{cp} + 0,20625 \cdot C \cdot T + 32,03333 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot T + 32,3 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot C \quad (4.8)$$

$$VI_v = -0,171 - 0,0096 \cdot C + 0,002173 \cdot T - 5,078 \cdot \varepsilon_{cp} + 0,000141 \cdot C \cdot T + 0,038 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot T + 0,10533 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot C \quad (4.9)$$

$$Pc_{max} = -560,1975 - 22,985 \cdot C + 5,15175 \cdot T + 27,5 \cdot \varepsilon_{cp} + 0,463 \cdot C \cdot T + 0,416667 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot T - 1,6667 \cdot \varepsilon_{cp} \cdot C \quad (4.10)$$

Адекватность представленных выражений была проверена графическим способом. Результаты сравнения экспериментальных и расчетных значений функций представлены на рисунках 4.14-4.17.

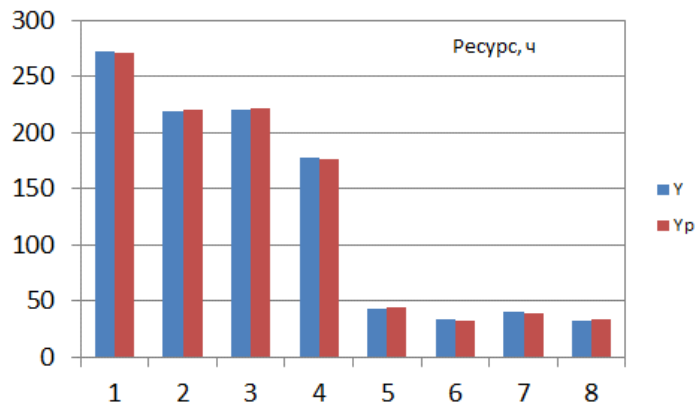


Рисунок 4.14 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений ресурса
ПС, ч

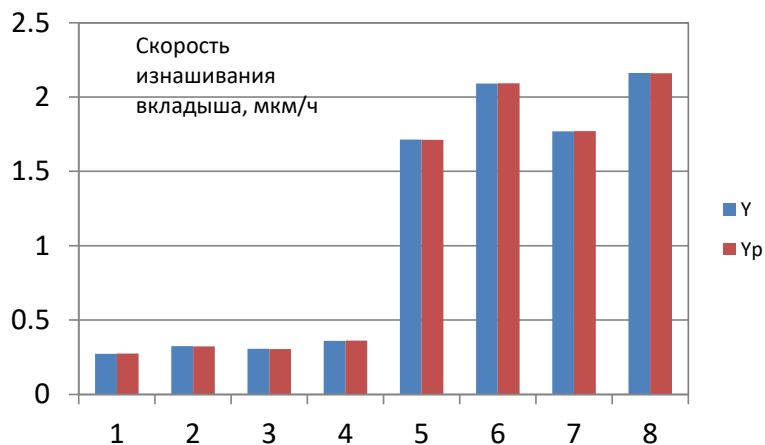


Рисунок 4.15 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений скорости
изнашивания вкладыша ПС, мм/ч

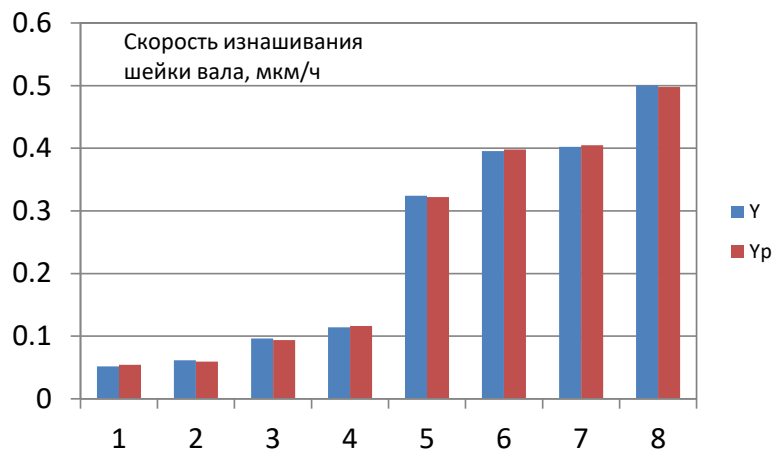


Рисунок 4.16 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений скорости
изнашивания вала ПС, мм/ч

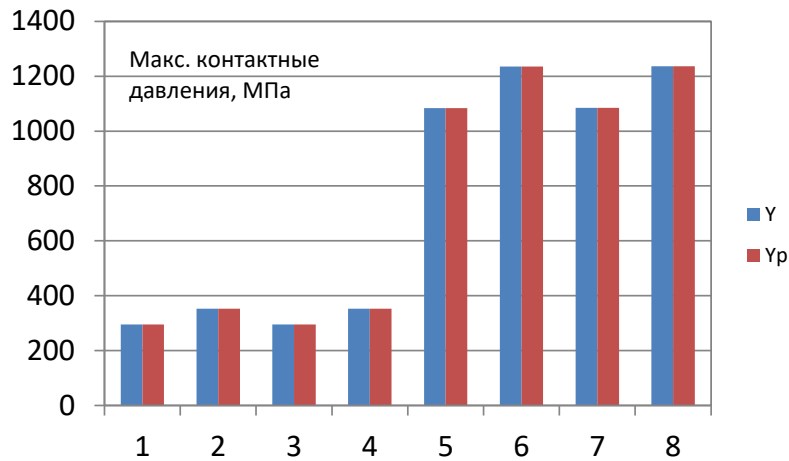


Рисунок 4.17 – Сравнение экспериментальных и расчетных значений максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС, МПа

Максимальная ошибка для восьми серий опытов не превышала:

- для ресурса 9,23 %;
- для скорости изнашивания вкладыша ПС 0,68 %;
- для скорости изнашивания вала ПС 5,93 %;
- для максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС 0,04%.

Для других гидромеханических характеристик ПС, результаты которых представлены в приложении 2, были получены аналогичные выражения, позволяющие практически мгновенно получить результаты с приемлемой точностью.

4.2.1.2 Результаты расчета характеристик подшипника скольжения

Полученные зависимости (4.7) – (4.10) были использованы для выполнения параметрических исследований и вычисления характеристик подшипника скольжения при варьировании описанных в п. 4.2.1.1 факторов (см. таблицу 4.3). Результаты расчета ресурса трибосопряжения (R , ч.) представлены на рисунках 4.18 – 4.20. Как и следовало ожидать, при увеличении средней концентрации активных абразивных частиц от 0 до 0,03 % ресурс сопряжения неизменно снижается до 20%. Температура подачи смазочного материала оказывает более заметное влияние. Так, при увеличении температуры от 80 до 120 °С ресурс сопряжения снижается на 38 %.

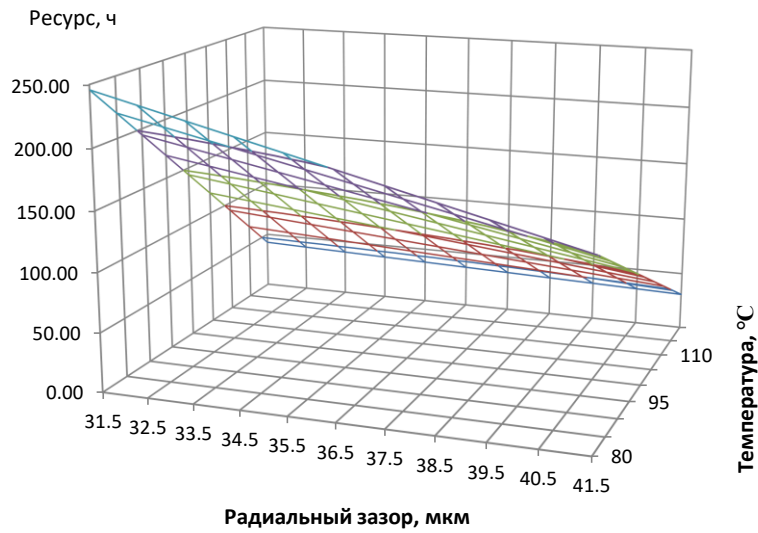


Рисунок 4.18 – Зависимость ресурса ПС от величины зазора и температуры

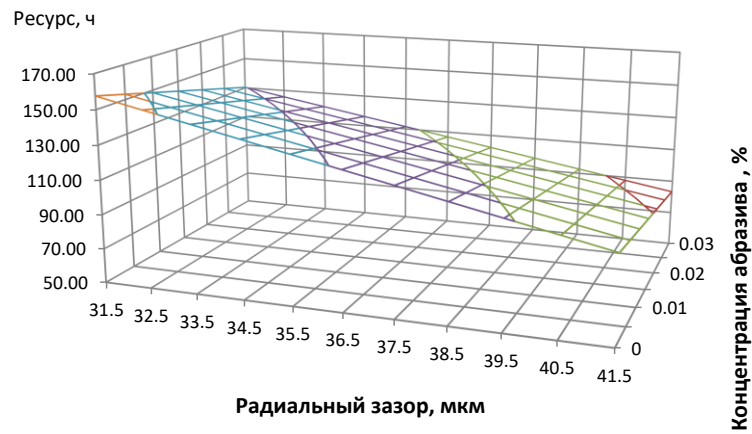


Рисунок 4.19 – Зависимость ресурса ПС от величины зазора и средней концентрации активных абразивных частиц

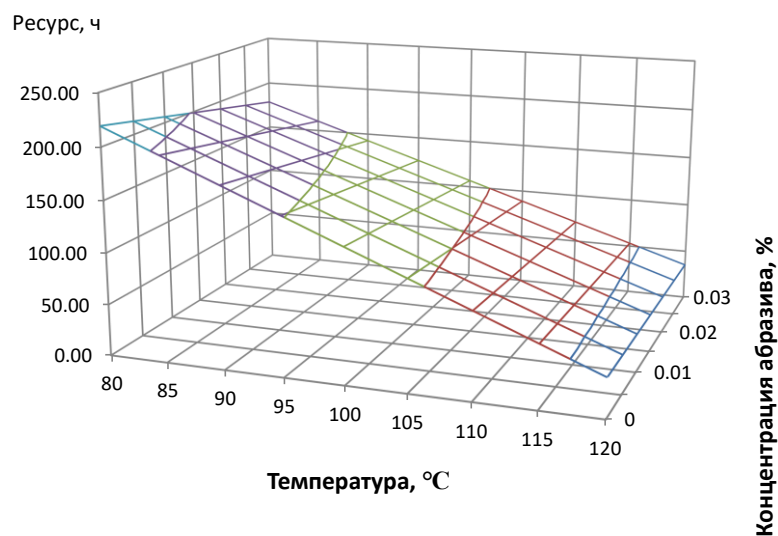


Рисунок 4.20 – Зависимость ресурса ПС от величины средней концентрации активных абразивных частиц и температуры

Аналогичные зависимости были получены для скорости изнашивания вкладыша (рисунки 4.8 – 4.23), скорости изнашивания вала (рисунки 4.24 – 4.26) и максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС (рис. 4.27 – 4.29).

Как показали результаты расчета, при средней концентрации активных абразивных частиц $\varepsilon_{cp} = 0,015 \%$ на скорость изнашивания вкладыша большое влияние оказывает изменение температуры подачи смазочного материала. В пределах выбранного диапазона (от 80 до 120 °С) скорость изнашивания вкладыша увеличивается в 5-6 раз в зависимости от величины радиального зазора. В тоже время изменение радиального зазора в сторону увеличения от 31,5 до 41,5 мкм приводит к увеличению скорости изнашивания вкладыша до 42%. Увеличение концентрации активных абразивных частиц от 0 до 0,03 % ведет к двукратному увеличению скорости изнашивания вкладыша. Причем, такая тенденция сохраняется как при малых радиальных зазорах, так и при увеличенных.

Аналогичные зависимости были получены и для скорости изнашивания вала, VI_v , мкм/ч. Однако при увеличении температуры скорости изнашивания вала возрастает в 4-4,5 раза в зависимости от величины радиального зазора. Увеличение радиального зазора от 31,5 до 41,5 мкм в свою очередь приводит к увеличению скорости изнашивания вала до 24%.

Наименее чувствительным к входным параметрам оказалась функция максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС. Они практически не изменяются при варьировании концентрации активных абразивных частиц в пределах выбранного диапазона. Изменение радиального зазора приводит к увеличению контактных давлений на 34%. Самое большое влияние на давления оказывает температура. При увеличении температуры от 80 до 120 °С максимальные контактные давления в смазочном слое ПС увеличиваются в 3 раза. Самое заметное увеличение контактного давления (в 4,78 раз) наблюдается при повышенной температуре подачи смазочного материала и максимальном значении радиального зазора.

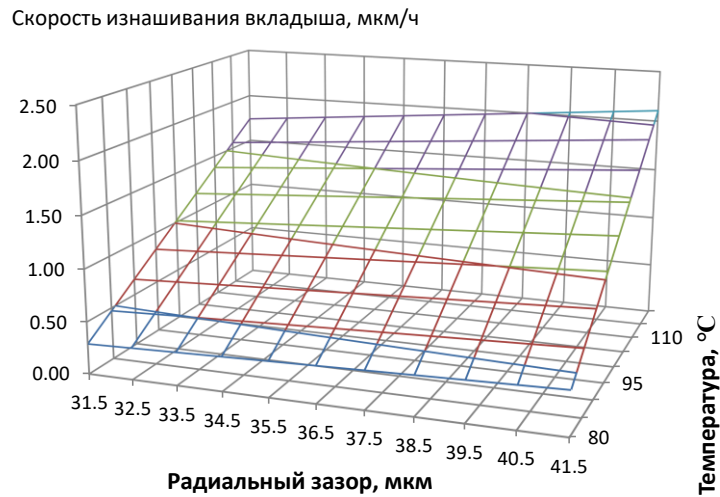


Рисунок 4.21 – Зависимость скорости изнашивания вкладыша ПС от величины зазора и температуры

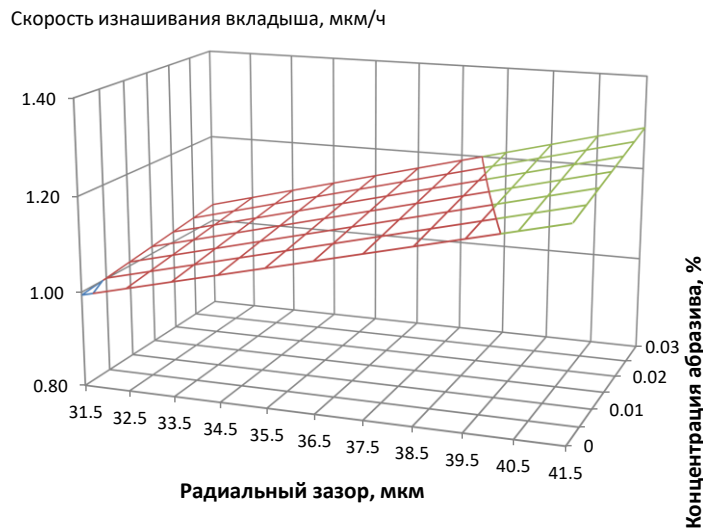


Рисунок 4.22 – Зависимость скорости изнашивания вкладыша ПС от величины зазора и средней концентрации активных абразивных частиц

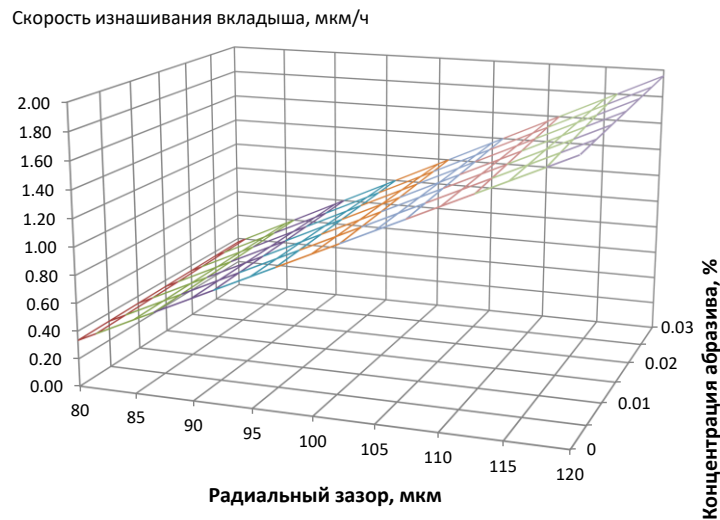


Рисунок 4.23 – Зависимость скорости изнашивания вкладыша ПС от величины средней концентрации активных абразивных частиц и температуры

Скорость изнашивания вала, мкм/ч

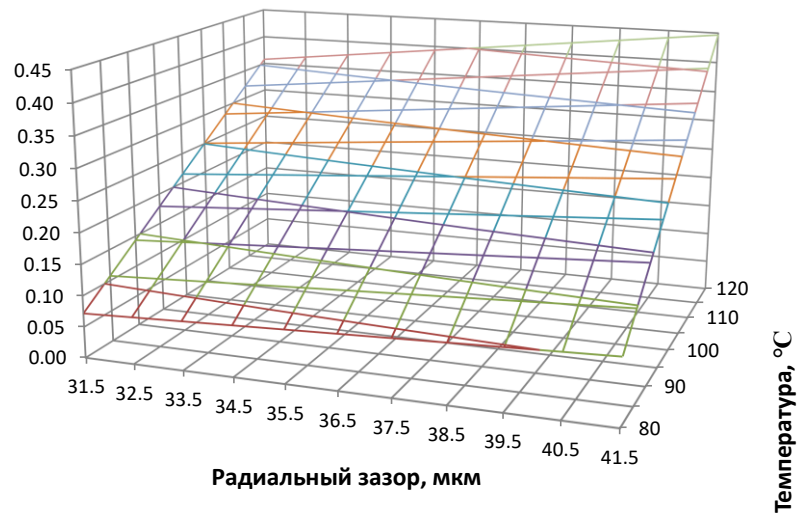


Рисунок 4.24 – Зависимость скорости изнашивания вала ПС от величины зазора и температуры

Скорость изнашивания вала, мкм/ч

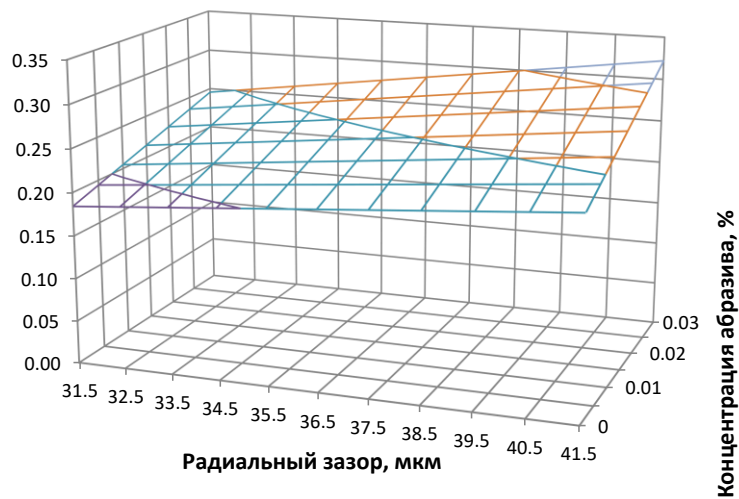


Рисунок 4.25 – Зависимость скорости изнашивания вала ПС от величины зазора и средней концентрации активных абразивных частиц

Скорость изнашивания вала, мкм/ч

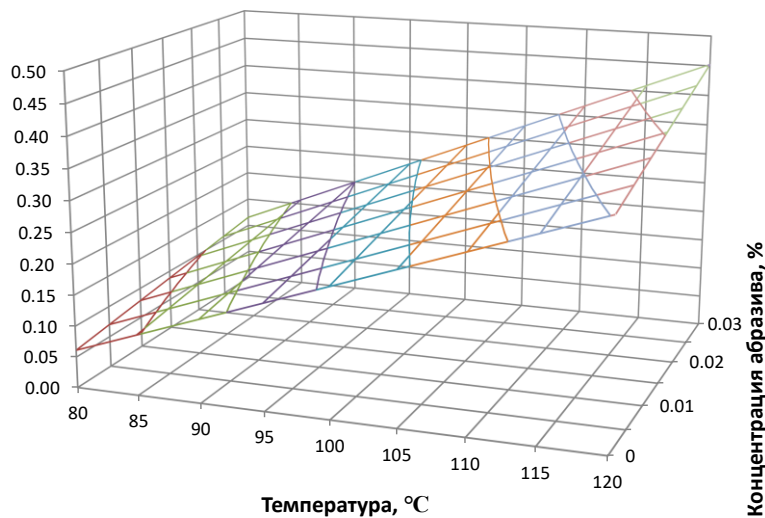


Рисунок 4.26 – Зависимость скорости изнашивания вала ПС от величины средней концентрации активных абразивных частиц и температуры

Макс. контактные давления, МПа

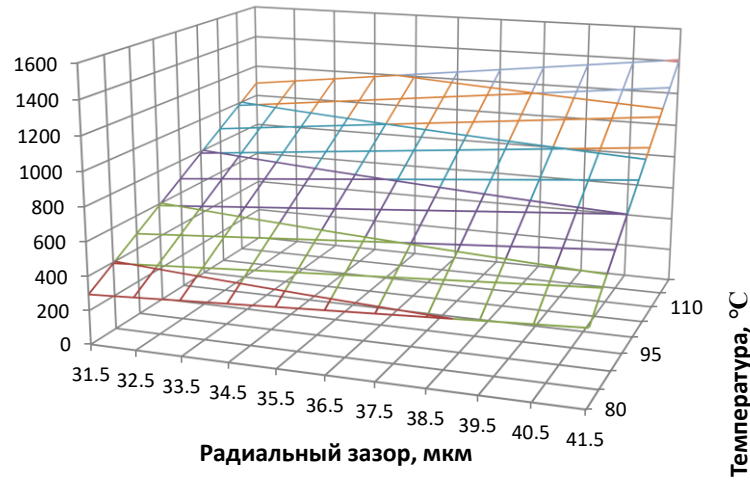


Рисунок 4.27 – Зависимость максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС от величины зазора и температуры

Макс. контактные давления, МПа

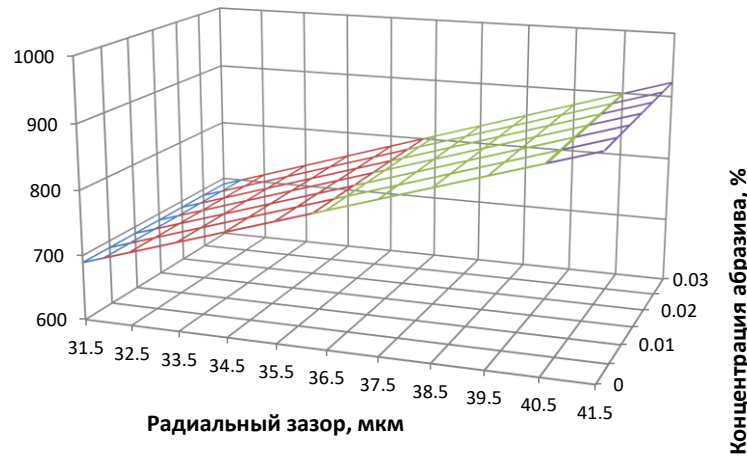


Рисунок 4.28 – Зависимость максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС от величины зазора и средней концентрации активных абразивных частиц

Макс. контактные давления, МПа

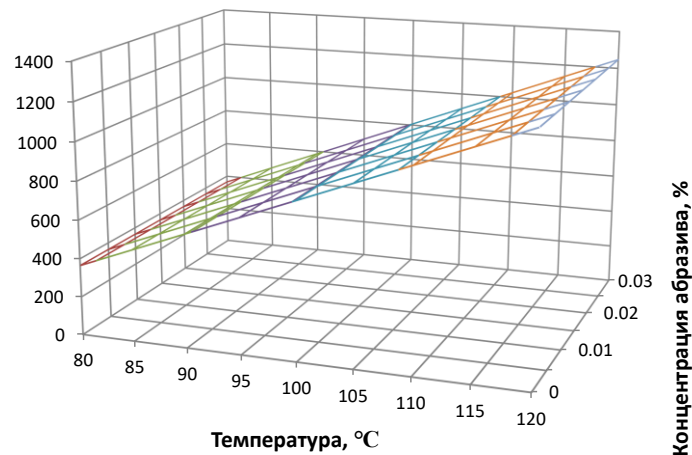


Рисунок 4.29 – Зависимость максимальных контактных давлений в смазочном слое ПС от величины средней концентрации активных абразивных частиц и температуры

Полученные на основе метода полнофакторного эксперимента функциональные зависимости позволяют оценить работоспособность трибосопряжения при различных условиях работы. При этом уравнения регрессии для характеристик подшипников скольжения могут быть использованы для прогнозирования состояния поверхностей трения подшипника, а также для оценки его ресурса.

На основании полученных зависимостей были сделаны рекомендации для завода-изготовителя по выбору геометрических характеристик подшипников, по выбору смазочного материала, а также по заданию характеристик применяемых фильтров, обеспечивающих уровень средней концентрации активных абразивных частиц.

4.3 Результаты расчётных исследований шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5

В качестве примера практического применения разработанного ПО были выполнены расчётные исследования влияния вязкости моторных масел различных классов, концентрации абразивных частиц, величины шероховатостей поверхностей трения и некоторых физико-механических свойств материалов на скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5, что позволило определить критерии предотказного состояния подшипника (рисунки 4.30-4.35).

На рисунке 4.30 представлены результаты расчёта скорости изнашивания шатунного подшипника на режиме максимальной мощности при работе на маслах различных классов вязкости по классификации SAE. Под каждым классом вязкости масла на диаграмме указана вязкость при 100 °С. Вязкостно-температурные характеристики масел (приложение 4) были получены на основе данных из программного обеспечения AVL Power Unit [108].

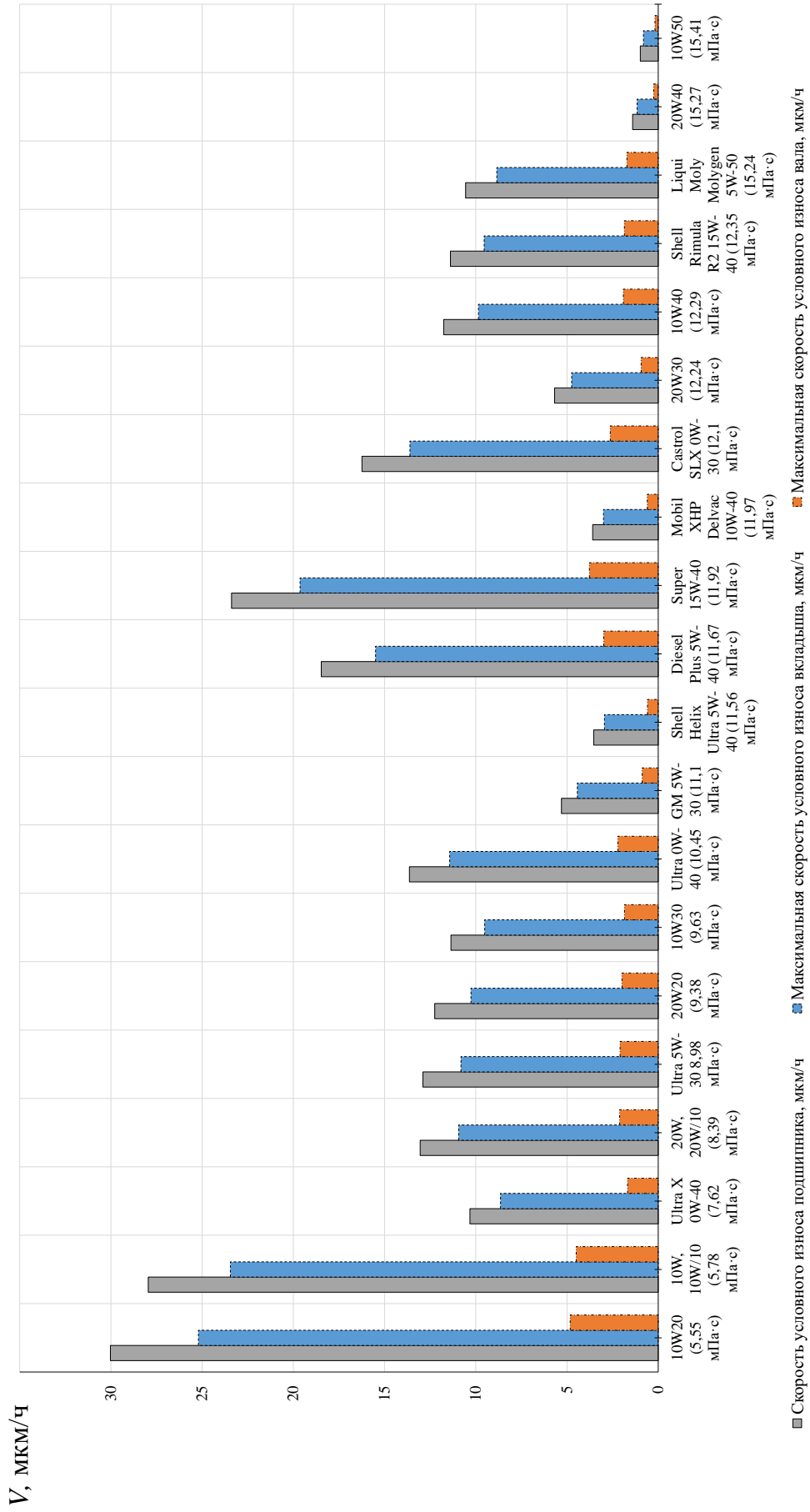


Рисунок 4.30 – Скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 при работе на маслах различных классов вязкости (режим максимальной мощности)

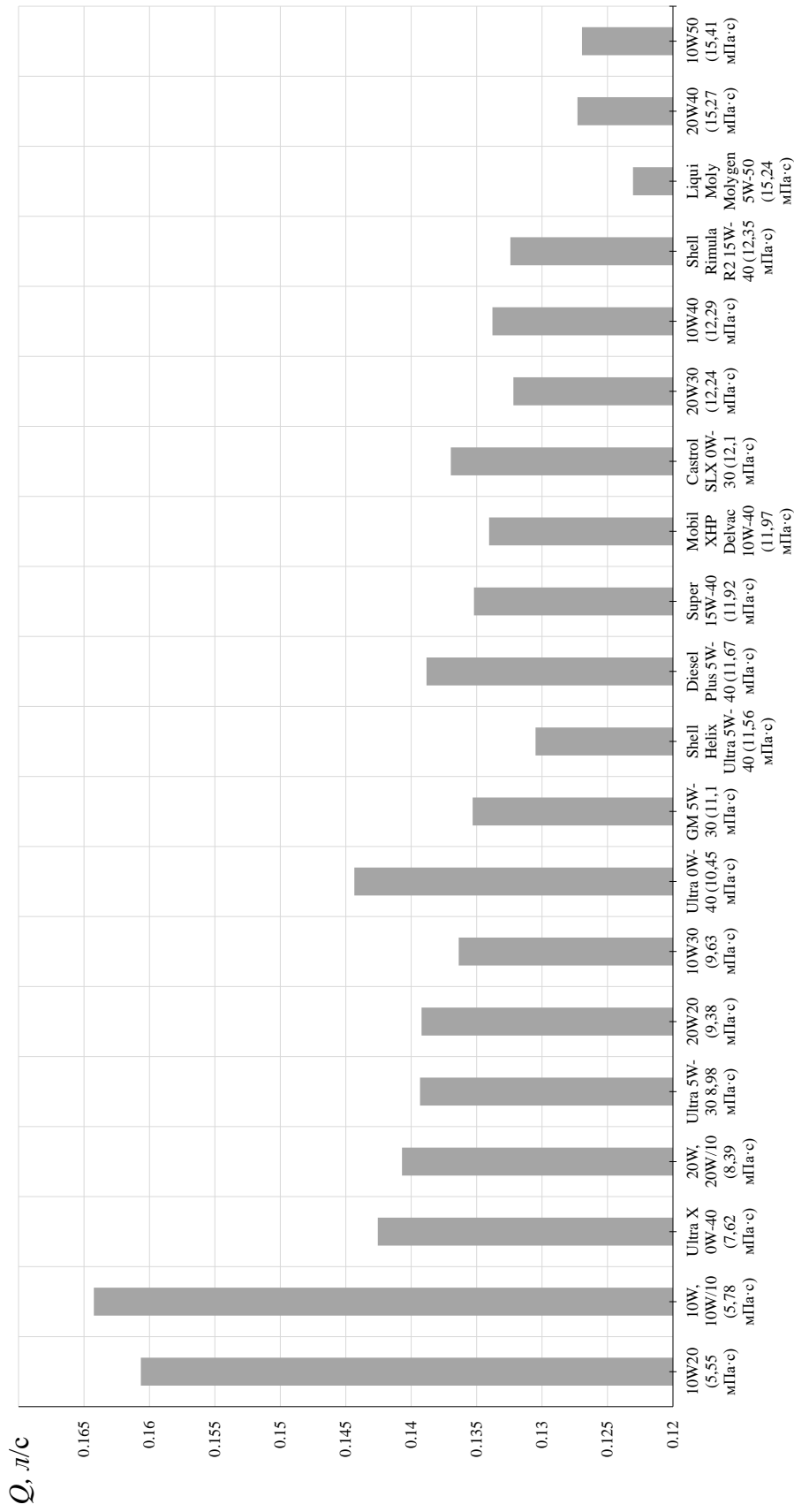


Рисунок 4.31 – Расход масла через шатунный подшипник двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 при работе на маслах различных классов вязкости (режим максимальной мощности)

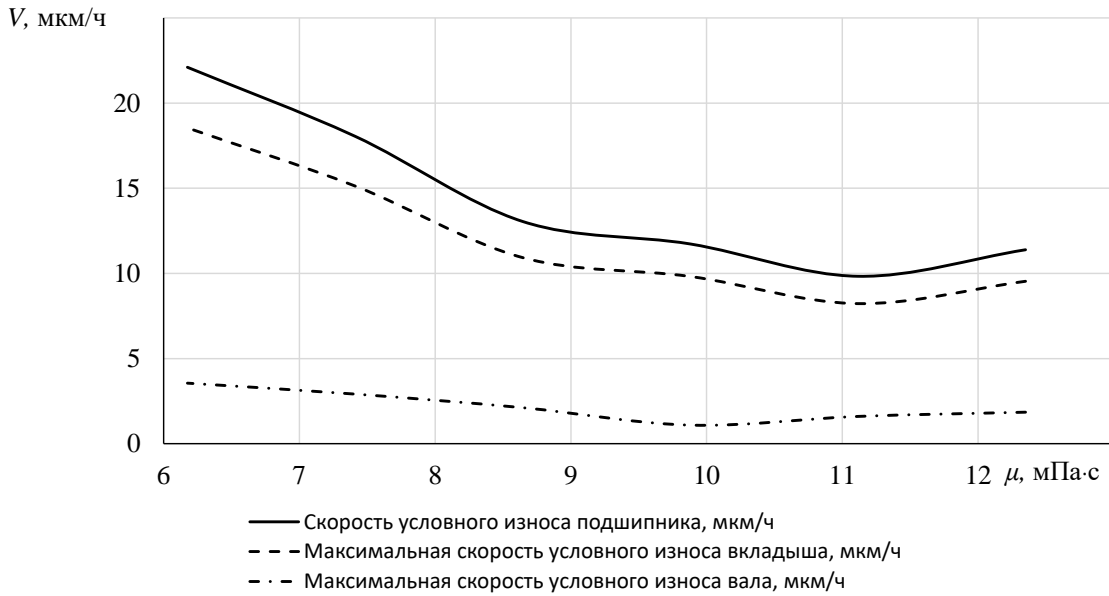


Рисунок 4.32 – Скорость изнашивания элементов подшипника в зависимости от вязкости применяемого моторного масла

Минимальные скорости изнашивания подшипника обеспечиваются при значениях вязкости (при 100 °С) на уровне 10...11,5 мПа·с. Снижение вязкости (при 100 °С) ниже 9 мПа·с приводит к повышению скорости изнашивания подшипника и это значение следует считать предельным с позиции его предотказного состояния подшипника.



Рисунок 4.33 – Скорость изнашивания элементов подшипника в зависимости от шероховатости поверхности вкладыша

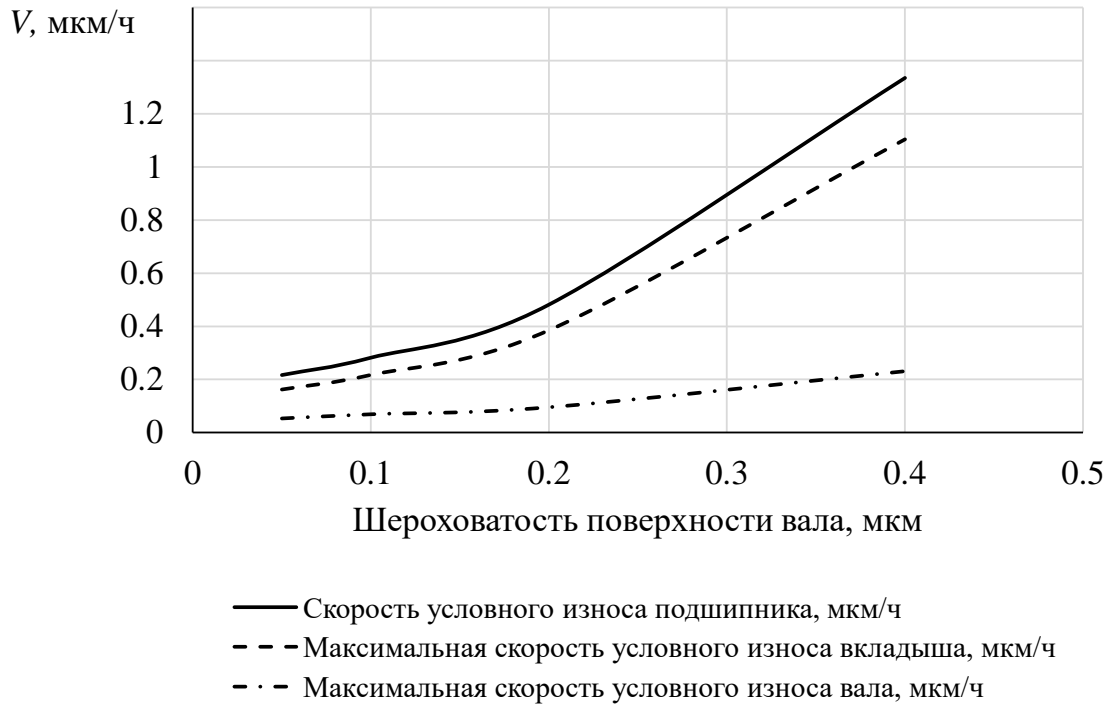


Рисунок 4.34 – Скорость изнашивания элементов подшипника в зависимости от шероховатости поверхности шейки вала

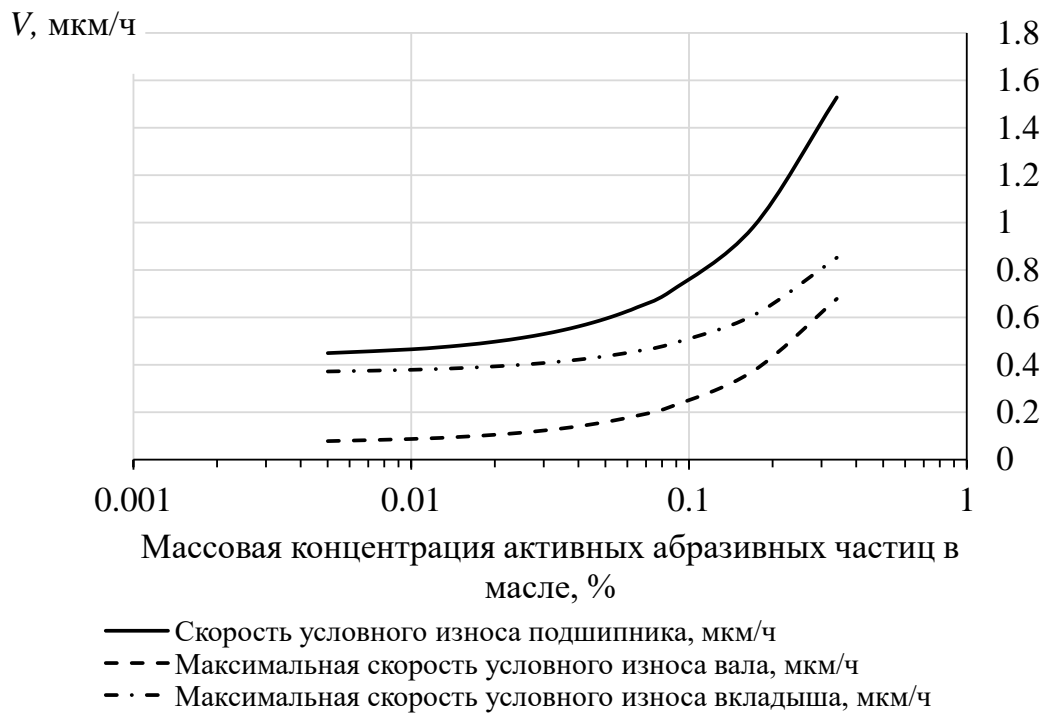


Рисунок 4.35 – Зависимость скорости изнашивания элементов шатунного подшипника и его условного ресурса от концентрации активных абразивных частиц в масле

4.4 Выводы по четвёртой главе

1. Разработанное программное обеспечение позволило выполнить параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчёта динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5 и определить критерии их предотказного состояния. Применение программного комплекса в практике проектирования и модернизации сложнонагруженных подшипников скольжения машин позволит существенно снизить сроки и стоимость разработки за счёт сокращения числа натуральных испытаний и соответствующей экономии ресурсов.

2. На примере расчёта динамики шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/12,8 для принятых исходных данных показано влияние изменения геометрии поверхностей трения в процессе изнашивания на ГМХ, скорость изнашивания. Предложено использовать критерий «глубины граничного режима смазки» в подшипнике при анализе его работоспособности, что позволяет уточнить последствия возникновения граничного режима смазки для скорости изнашивания подшипника. Получены кривые износа подшипника и его элементов для наиболее нагруженного режима работы (режим максимального крутящего момента). Показана возможность описания изменения формы поверхностей подшипника в процессе изнашивания овалами правильной формы. Получены уравнения регрессии, позволяющие проводить многовариантные вычисления при решении задач оптимизации подшипника. В качестве критериев предотказного состояния шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8 установлены: предельное значение диаметрального зазора 90-120 мкм, снижение вязкости масла на 15-20%, эллиптичность вкладышей более 5 мкм, массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 %.

3. Минимальные скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 обеспечиваются при значениях вязкости (при 100 °С) на уровне 10...12 мПа·с. Снижение вязкости (при 100 °С) ниже 9 мПа·с приводит к повышению скорости изнашивания подшипника и это значение следует считать

пределным для подшипника с позиции его предотказного состояния. Кроме того, важно оценить степень снижения стабильности применяемого моторного масла к сдвигу в процессе эксплуатации. Шероховатость поверхности вкладышей выше 0,5 мкм, а вала выше 0,1 мкм приводит к резкому росту скорости изнашивания подшипника. Повышение концентрации абразивных частиц в масле выше 0,1% по массе приводит к резкому повышению скорости изнашивания подшипника. Следует рассматривать это значение как предельно допустимое. Оценка влияния физико-механических свойств материалов шейки вала и вкладышей на скорость изнашивания подшипника показали, что сочетание шейки с твёрдостью 555 МПа и вкладышей с твердостью 50 МПа является благоприятным и близко к оптимальному. Следует дополнительно оценить возможность повышения твёрдости шейки до 600 МПа. В целом результаты параметрических исследований влияния физико-механических свойств материалов на скорость изнашивания подшипника говорят о потенциальной возможности улучшения износостойкости подшипника путём проведения оптимизационных расчётов и формировании требований к материалу шейки и вкладышей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных исследований разработана комплексная методика и решена важная научно-техническая задача определения предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения на основе расчётно-экспериментального моделирования изнашивания поверхностей трения.

В соответствии с поставленными ранее целью и задачами основные результаты и выводы исследования сводятся к следующему.

1. На основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения сложнагруженных трибосопряжений разработаны критерии оценки предотказного состояния подшипника скольжения в целом. К таким критериям отнесены: максимальное значение износа поверхностей трения; максимально допустимая концентрация активных абразивных частиц, свободно перемещающихся в пространстве зазора; температура подачи смазочного материала.

2. Разработан алгоритм оценки предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей. Алгоритм предусматривает решение гидродинамической задачи сложнагруженного подшипника скольжения на заданных режимах работы, определение зон контактного взаимодействия и величин износа шейки вала и вкладышей (по угловой координате подшипника) в течении заданного шага износа, последующую корректировку геометрии шейки вала и вкладышей. Таким образом вычисляется кривая износа сложнагруженного подшипника.

3. В ходе экспериментальных исследований были получены вязкостно-температурные характеристики свежего и работавшего масла Mobil 1 FS X1 5W-50. Реологические свойства свежего масла значительно отличаются от свойств работавшего масла. В частности, снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ при температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$ для свежего масла составляет 11,2%, а для работавшего – 21,9%, а при температуре $150 \text{ }^\circ\text{C}$ падение вязкости возрастает до 24,4% для свежего и до 33,8% для работавшего масла.

Вязкость работавшего масла при скорости сдвига 10^2 с^{-1} меньше вязкости свежего масла на 3,5-7% в зависимости от температуры. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости учета при определении предотказного состояния трибосопряжения степени деградации смазочного материала.

4. В ходе экспериментальных исследований выполнена оценка влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения. Установлено, что повышение концентрации абразивных частиц в масле приводит к повышению параметров шероховатости рабочей поверхности вкладышей, что, в свою очередь, влияет на значение критической толщины смазочного слоя. В условиях эксперимента при повышении концентрации абразивных частиц в масле с 0,05% до 0,5% происходит снижение класса шероховатости поверхности вкладыша с 12 до 10. При этом происходит повышение значений критической характеристики режима работы подшипника, свидетельствующее о снижении его несущей способности сопряжения.

5. С помощью разработанных алгоритмов и созданных на их основе программных комплексов были проведены параметрические исследования работоспособности сложнагруженных подшипников скольжения на примере расчета динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5. Для двигателя 6ЧН10,5/12,8 представлена зависимость скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя, работающего на режиме номинальной мощности, от концентрации в масле активных абразивных частиц. Результаты расчёта свидетельствуют о том, что массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому, более чем в 6 раз, повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрацию следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния.

6. В результате расчета установлено, что для шатунных подшипников коленчатого вала теплового двигателя значение максимального допустимого отклонения от правильной геометрической формы может достигать 30% от величины радиального зазора. При этом скорость изнашивания сопряжения

увеличивается в 1,7 раза. В качестве одного из способов учета изменения геометрии в процессе работы сопряжения предлагается использовать пошаговую корректировку формы поверхностей трения с помощью элементарных видов некруглостей (эллипс, полуэллипс). Наибольшее ухудшение работы подшипника происходит при появлении полуэллиптичности шейки вала. Эллиптичность вкладышей более 5 мкм является недопустимой для рассматриваемого подшипника, поскольку при более высоких значениях продолжительность граничного режима смазки увеличивается более 25%.

7. Влияние тепловой нагруженности на предотказное состояние подшипника скольжения было оценено на основе анализа допустимого снижения уровня вязкости смазочного материала. Снижение вязкости масла (измеренной при 100 °С) с 12,0 мПа·с до 10,5 мПа·с (то есть на 12,5 %) приводит к повышению продолжительности граничного режима смазки в подшипнике на режиме максимальной мощности с 20% до 27%, максимальных контактных давлений с 489 МПа до 688 МПа, максимальной скорости изнашивания с 0,7 мкм/ч до 1,0 мкм/ч. А при снижении вязкости масла на 20% до 9,5 мПа·с продолжительность граничного режима смазки возрастает уже до 42%. Таким образом, снижение вязкости масла на 15-20% уже способствует повышению риска возникновения отказа рассматриваемого подшипника.

8. Получены параметры для степенной модели вязкости масла класса SAE 5W-50. При этом установлено, что сдвиговая стабильность работавшего масла существенно ниже сдвиговой стабильности свежего масла. В частности, показатель степени, характеризующий неньютоновское поведение (снижение вязкости при сдвиге), для рассматриваемого свежего масла на 3,8-5,0% выше, чем у работавшего масла. Это говорит о необходимости учёта изменения сдвиговой стабильности масел по мере работы при моделировании предотказного состояния подшипников скольжения.

9. С помощью разработанных программ был проведен численный эксперимент, результатом которого стали уравнения регрессии для основных выходных параметров, характеризующих работоспособность и процесс

изнашивания поверхностей трения ПС. Как показали результаты расчета, при средней концентрации активных абразивных частиц % на скорость изнашивания вкладыша большое влияние оказывает изменение температуры подачи смазочного материала. В пределах выбранного диапазона (от 80 до 120 °С) скорость изнашивания вкладыша увеличивается в 5-6 раз в зависимости от величины радиального зазора. В тоже время изменение радиального зазора в сторону увеличения от 31,5 до 41,5 мкм приводит к увеличению скорости изнашивания вкладыша до 42%. Увеличение концентрации активных абразивных частиц от 0 до 0,03 % ведет к двукратному увеличению скорости изнашивания вкладыша. Причем, такая тенденция сохраняется как при малых радиальных зазорах, так и при увеличенных.

Дальнейшее развитие предложенной комплексной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения предполагается в следующих направлениях: учет упругих и тепловых деформаций поверхностей трения; расчет интенсивности изнашивания в зонах кавитационного течения смазки; учет возможного перекоса осей вала и подшипника, и сопутствующих ему краевых эффектов; проведение дополнительных экспериментальных исследований, направленных на получение характеристик смазочного материала, загущенного различного рода присадками; изучение и моделирование свойств биоразлагаемых смазочных материалов; разработка противоизносных и противозадирных присадок к смазочным материалам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A. Adam, M. Prefot, and M. Wilhelm, "Crankshaft bearings for engines with startstop systems," *MTZ worldwide*, vol. 71, no. 12, pp. 22-25, 2010.
2. A. Aghdam and M. Khonsari, "Prediction of wear in grease-lubricated oscillatory journal bearings via energy-based approach," *Wear*, vol. 318, no. 1-2, pp. 188-201, 2014.
3. A. Gangopadhyay, "A review of automotive engine friction reduction opportunities through technologies related to tribology," *Transactions of the Indian Institute of Metals*, vol. 70, no. 2, pp. 527-535, 2017.
4. A. Kotia, S. Borkakoti, and S. K. Ghosh, "Wear and performance analysis of a 4-stroke diesel engine employing nanolubricants," *Particuology*, vol. 37, pp. 54-63, 2018.
5. A. Kovalchenko, O. O. Ajayi, A. Erdemir, and G. R. Fenske, "Friction and wear performance of low-friction carbon coatings under oil lubrication," *SAE Transactions*, pp. 902-910, 2002.
6. A. Olyaei and M. R. Ghazavi, "Stabilizing slider-crank mechanism with clearance joints," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 53, pp. 17-29, 2012.
7. ACEA, "ACEA European Oil Sequences," ed, 2016.
8. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings / Ali Rezaei, Wim Van Paeppegem, Patrick De Baets, Wouter Ost, Joris Degrieck // *Wear*. – 2012. – Vol. 296. – P. 660-671.
9. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings / Ali Rezaei, Wim Van Paeppegem, Patrick De Baets, Wouter Ost, Joris Degrieck // *Wear*. – 2012. – Vol. 296. – P. 660-671.
10. Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear/ Saad Mukras, Nam H. Kim*, Nathan A. Mauntler, Tony L. Schmitz, W. Gregory Sawyer// *Wear*. – 2010. – Vol. 268. – pp. 643-652.
11. Archard JF. Contact and rubbing of flat surfaces. *J Appl Phys* 1953; 24: 981–988.

12. Awasthi RK, Jain SC and Sharma SC. A simulation study of running-in wear effect and its influence on average flow factors. *Tribol Trans* 2006; 49: 427–438.
13. B. Bhushan, *Introduction to tribology*. John Wiley & Sons, 2013.
14. B. Briscoe and D. Tabor, "Rheology of thin organic films," *ASLE transactions*, vol. 17, no. 3, pp. 158-165, 1974.
15. B. Briscoe, D. Evans, and D. Tabor, "The influence of contact pressure and saponification on the sliding behavior of stearic acid monolayers," *Journal of Colloid and Interface Science*, vol. 61, no. 1, pp. 9-13, 1977.
16. B. Johnson, H. Wu, M. Desanker, D. Pickens, Y.-W. Chung, and Q. J. Wang, "Direct formation of lubricious and wear-protective carbon films from phosphorus-and sulfur-free oil-soluble additives," *Tribology Letters*, vol. 66, no. 1, p. 2, 2018.
17. B. Lorentz and A. Albers, "A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations," *Tribology International*, vol. 59, pp. 259-266, 2013.
18. B. Manual, "Bearing Group Miba," Miba Gleitlager AG, 2000.
19. B. Tormos, L. Ramírez, J. Johansson, M. Björling, and R. Larsson, "Fuel consumption and friction benefits of low viscosity engine oils for heavy duty applications," *Tribology International*, vol. 110, pp. 23-34, 2017.
20. Bartel D. *Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen*. 1st edn. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
21. Bartel, D. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner and L. Deters // *Journal of Engineering Tribology*. – 2012. – pp. 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650112454510>.
22. Bergmann, P. Modeling Wear of Journal Bearings / P. Bergmann, F. Grün // *Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering*. vol. 6, no. 27; 2018, 2018. doi:10.3390/lubricants6010027.
23. Bergmann, P., at el. Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment/ P. Bergmann, F. Grun, F. Summer, I. Godor // *Lubricants*. – 2018. – № 6. – vol. 65. P.25. doi:10.3390/lubricants6030065.

24. Bonneau, D. Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings // D. Bonneau, A. Fatu, D. Souchet. – ISTE Ltd, London. – 2014. – 172 P.
25. Bouyer J, Fillon M and Pierre-Danos I. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops. *J Tribol* 2007; 129: 205–208.
26. Brunskill, H., Hunter, A., Nam, H. et al. Instrumented Engine Bearings for Lubricant Film Thickness Measurement. *MTZ Worldw* 83, 28–37 (2022). <https://doi.org/10.1007/s38313-021-0732-1>.
27. Byung-Jik, K. Thermo-Elastohydrodynamic Analysis of Connecting Rod Bearing in Internal Combustion Engine/ Byung-Jik Kim, Kyung-Woong Kim // *Journal of Tribology*. – 2001. – V. 123. – Pp. 444–454.
28. C. Priestner, H. Allmaier, H.-H. Priebisch, and C. Forstner, "Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime," *Tribology International*, vol. 46, no. 1, pp. 200-207, 2012.
29. Christoph Knauder, Hannes Allmaier, David E. Sander and Theodor Sams. Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine // *Lubricants*. – 2019. – № 7. – Vol. 39. . <https://doi.org/10.3390/lubricants7050039>.
30. D. Bartel, L. Bobach, T. Illner, and L. Deters, "Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 226, no. 12, pp. 1095-1108, 2012.
31. D. I. f. Normung, "DIN 50320: Verschleiss - Begriff, Analyse von Verschleissvorgängen, Gliederung des Verschleissgebietes," ed: Beuth Verlag, 1979.
32. D. W. Gebretsadik, J. Hardell, and B. Prakash, "Friction and wear characteristics of different Pb-free bearing materials in mixed and boundary lubrication regimes," *Wear*, vol. 340, pp. 63-72, 2015.

33. D. W. Gebretsadik, J. Hardell, and B. Prakash, "Seizure behaviour of some selected Pb-free engine bearing materials under lubricated condition," *Tribology International*, vol. 111, pp. 265-275, 2017.
34. Duarte Souza Alvarenga Santos, N., Rückert Roso, V., Tulio C. Faria, M., Review of engine journal bearing tribology in start-stop applications, *Engineering Failure Analysis*. – Vol. 108. –2020. – doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104344>.
35. E. P. Becker, "Trends in tribological materials and engine technology," *Tribology International*, vol. 37, no. 7, pp. 569-575, 2004.
36. F. Barwell, "Theories of wear and their significance for engineering practice," in *Treatise on Materials Science & Technology*, vol. 13: Elsevier, 1979, pp. 1-83.29.
37. F. Grün, I. Gódor, W. Gärtner, and W. Eichlseder, "Tribological performance of thin overlays for journal bearings," *Tribology International*, vol. 44, no. 11, pp. 1271-1280, 2011.
38. F. M. Powertrain, "Application Engineering FM Bearings," ed: Federal Mogul Powertrain, 2010.
39. F. Summer, F. Grün, M. Offenbecher, and S. Taylor, "Challenges of friction reduction of engine plain bearings–Tackling the problem with novel bearing materials," *Tribology International*, vol. 131, pp. 238-250, 2019.
40. F. Summer, P. Bergmann, and F. Grün, "Damage Equivalent Test Methodologies as Design Elements for Journal Bearing Systems," *Lubricants*, vol. 5, no. 4, p. 47, 2017.
41. FatuAand BonneauD.Wear predictionmodels for automotive bearings. In: 7th EDF & LMS Poitiers Workshop on ‘operational limits of bearings: improving of performance through modeling and experimentation’. France: Futuroscope, 2008, pp. C.1–C.7.
42. Fillon M and Bouyer J. Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing. *Tribol Int* 2004; 37: 129–136.
43. Fillon, M. and Bouyer, J. (2004), “Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing,” *Tribol. Int.*, 37, pp 129-136.

44. Fleischer G, Groeger H and Thum H. Verschleiss und Zuverlaessigkeit. 1st edn. Berlin: Verlag Technik, 1980.
45. Fleischer G. Energiebilanzierung der Festkoerperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleissberechnung. Part I: Schmierungstechnik 1976; 7: 225–230. Part II: Schmierungstechnik 1976; 7: 271–279. Part III: Schmierungstechnik 1977; 8: 49–58.
46. G. B. Daniel and K. L. Cavalca, "Analysis of the dynamics of a slider–crank mechanism with hydrodynamic lubrication in the connecting rod–slider joint clearance," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, no. 10, pp. 1434-1452, 2011.
47. G. C. Pratt, "Materials for plain bearings," *International Metallurgical Reviews*, vol. 18, no. 2, pp. 62-88, 1973.
48. G. Stachowiak, A. Batchelor, and T. Stolarski, "Engineering tribology: Elsevier, 1993, ISBN 0-444-89235-4, 960 pp,£ 156.00," ed: Elsevier, 1994.
49. Goodwin, M.J. Reciprocating machinery bearing analysis: theory and practice / M.J. Goodwin, J.L. Nikolajsen, P.J. Ogrodnik // *Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217, Part J: Journal Engineering Tribology*. – 2003. – pp. 409-426.
50. Gulwadi, S.D. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techiques / S.D. Gulwadi, G. Shrimpling // *SAE 2003-01-0245*.
51. H. Allmaier, C. Priestner, C. Six, H. Priebisch, C. Forstner, and F. NovotnyFarkas, "Predicting friction reliably and accurately in journal bearings—A systematic validation of simulation results with experimental measurements," *Tribology International*, vol. 44, no. 10, pp. 1151-1160, 2011.
52. H. Allmaier, C. Priestner, F. M. Reich, H.-H. Priebisch, and F. Novotny-Farkas, "Predicting friction reliably and accurately in journal bearings—extending the EHD simulation model to TEHD," *Tribology international*, vol. 58, pp. 20-28, 2013.
53. H. Allmaier, C. Priestner, F. Reich, H. Priebisch, C. Forstner, and F. NovotnyFarkas, "Predicting friction reliably and accurately in journal bearings—The importance of extensive oil-models," *Tribology international*, vol. 48, pp. 93-101, 2012.
54. H. Czichos and K.-H. Habig, *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Springer-Verlag, 2010.

55. H. Mitsui and H. Spikes, "Predicting EHD film thickness of lubricant polymer solutions," *Tribology transactions*, vol. 41, no. 1, pp. 1-10, 1998.
56. H. Rahnejat, *Tribology and dynamics of engine and powertrain: fundamentals, applications and future trends*. Elsevier, 2010.
57. H. Spikes, "Friction modifier additives," *Tribology Letters*, vol. 60, no. 1, p. 5, 2015.
58. Harnoy, A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
59. Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine / Sorin-Cristian Vladescu, · Nigel Marx, · Luis Fernández, · Francisco Barceló, · Hugh Spikes // *Tribology Letters* (2018) 66:127 <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1080-4>.
60. I. Hutchings and P. Shipway, *Tribology: friction and wear of engineering materials*. Butterworth-Heinemann, 2017.
61. J. Archard, "Contact and rubbing of flat surfaces," *Journal of applied physics*, vol. 24, no. 8, pp. 981-988, 1953.
62. J. Häring, "IROX II - Neue Hochleistungspolymerbeschichtung für Gleitlager," ed: VDI Wissenforum, 2018.
63. J. Sun et al., "Effect of surface roughness, viscosity-pressure relationship and elastic deformation on lubrication performance of misaligned journal bearings," *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 66, no. 3, pp. 337-345, 2014.
64. Jeng YR and Gao CC. Changes of surface topography during wear for surfaces with different height distributions. *Tribol Trans* 2000; 43: 749–757.
65. K. H. ZUM-GAHR, "Microstructure and wear of materials. Institute of Materials Technology," University of Siegen, Siegen, Federal Republic of Germany, vol. 10, 1987.
66. K. S. Pondicherry, F. Grün, I. Gódor, R. Bertram, and M. Offenbecher, "Applicability of ring-on-disc and pin-on-plate test methods for Cu–steel and Al–31 steel systems for large area conformal contacts," *Lubrication Science*, vol. 25, no. 3, pp. 231-247, 2013.

67. K. Topolovec-Miklozic, T. R. Forbus, and H. A. Spikes, "Performance of friction modifiers on ZDDP-generated surfaces," in STLE/ASME 2006 International Joint Tribology Conference, 2006: American Society of Mechanical Engineers, pp. 159-167.
68. K. Yamamoto, A. Kotaka, and K. Umehara, "Additives for improving the fuel economy of diesel engine systems," Tribology Online, vol. 5, no. 4, pp. 195-198, 2010.
69. Kato K. Classification of wear mechanisms/models. Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology 2002; 216: 349–355.
70. Khushnood, S. Experimental and Finite Element Analysis of Hydrodynamic Lubrication of Rotary Diesel Fuel Injection Pump/ S. Khushnood, A. Malik, B.Rashid, R. A. Azim// Tribology and Lubrication Engineering. – 2004. – V.2. – Pp. 1015–1024.
71. Knight, G.D. Analysis of Axially Grooved Journal Bearings with Heat Transfer Effects / G.D. Knight, L.E. Barrett // Transactions of the ASME. – 1986. – V. 30. – P. 316–323.
72. L. J. Wu, A. P. Li, and X. M. Liu, "Modeling and simulation of a slider-crank mechanism with clearance and lubricant joint," in Advanced Materials Research, 2012, vol. 510: Trans Tech Publ, pp. 458-466.
73. L. R. Rudnick, Lubricant additives: chemistry and applications. CRC press, 2017.
74. L. Tambellini, L. Oliveira, and M. Tsubouchi, "Bearing Fundamentals," ed: MAHLE Metal Leve S.A., GEA-B, 2007.
75. L. X. Xu and Y. C. Han, "A method for contact analysis of revolute joints with noncircular clearance in a planar multibody system," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, vol. 230, no. 4, pp. 589-605, 2016.
76. M. Fillon and J. Bouyer, "Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing," Tribology international, vol. 37, no. 2, pp. 129-136, 2004.
77. M. GmbH, "Gleitlager," Zylinderkomponenten: Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe, pp. 49-69, 2009.

78. M. H. Esfe, A. A. A. Arani, S. Esfandeh, and M. Afrand, "Proposing new hybrid nano-engine oil for lubrication of internal combustion engines: Preventing cold start engine damages and saving energy," *Energy*, vol. 170, pp. 228-238, 2019.
79. M. Haneef, R. Randall, W. Smith, and Z. Peng, "Vibration and wear prediction analysis of IC engine bearings by numerical simulation," *Wear*, vol. 384, pp. 15-27, 2017.
80. M. J. Covitch, M. Brown, C. May, T. Selby, I. Goldmints, and D. George, "Extending SAE J300 to viscosity grades below SAE 20," *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, vol. 3, no. 2, pp. 1030-1040, 2010.
81. M. Yajun, Z. Wancheng, L. Shenghua, J. Yuansheng, W. Yucong, and T. Simon, "Tribological performance of three advanced piston rings in the presence of MoDTC-modified GF-3 oils," *Tribology Letters*, vol. 18, no. 1, pp. 75-83, 2005.
82. Mahle, "Gleitlager," *Zylinderkomponenten: Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe*, pp. 49-69, 2009.
83. Meng HC. Wear modeling: Evaluation and categorization of wear models. PhD Thesis, University of Michigan, USA, 1994.
84. N. D. S. A. Santos, "STUDY OF A BEARING TEST BENCH CAPABLE TO SIMULATE WEAR IN DIESEL START-STOP ENGINES," Master, UFMG, 2019.
85. N. Nikolic, T. Torovic, and Z. Antonic, "A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 58, pp. 120-136, 2012.30
86. Nebelsiek, S. "Auslegung einer Methodik zur Verschleißermittlung an Triebwerkslagern," ed: Hochschule Esslingen - University of Applied Sciences, 2017.
87. Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // *Mechanism and Machine Theory*. – 2012. – Vol. 58. – pp. 120-136.
88. Nikolic, N. An Algorithm for Obtaining Conditional Wear Diagram of IC Engine Crankshaft Main Journals/ N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic, J. Doric // *FME Transactions*. – 2011. – Vol. 39. – pp. 157-164.
89. O. R. G. o. W. o. E. Materials, "Friction, Wear and Lubrication - Tribology of Terms and Definition," ed: OECD, 1969.

90. Olson, E.G. EHD Analysis With Distributed Structural Inertia/ E.G. Olson, J.F. Booker// Transactions of ASME. – 2001. – V. 123. – Pp. 463–468.
91. P. Bergmann, F. Grün, F. Summer, and I. Gódor, "Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment," *Lubricants*, vol. 6, no. 3, p. 65, 2018.
92. P. Cann and H. Spikes, "The behavior of polymer solutions in concentrated contacts: immobile surface layer formation," *Tribology transactions*, vol. 37, no. 3, pp. 580-586, 1994.
93. Paranjpe, R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // *Trans ASME Jour of Trib.* – 1992. – V. 114. – P. 736–746.
94. Patir N and Cheng HS. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. *J Lubric Technol* 1979; 101: 220–230.
95. Po~ dra P. FE wear simulation of sliding contacts. PhD Thesis, Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 1997.
96. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models / H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich, H.H. Pribsch, C. Forstner, F. Novotny-Farkas // *Tribology International*. – 2012. –v. 48. – pp. 93–101.
97. R. Cipollone, D. Di Battista, and M. Mauriello, "Effects of oil warm up acceleration on the fuel consumption of reciprocating internal combustion engines," *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 1-8, 2015.28.
98. R. Elo and S. Jacobson, "Formation and breakdown of oil residue tribofilms protecting the valves of diesel engines," *Wear*, vol. 330, pp. 193-198, 2015.
99. R. Liu, X. Meng, and Y. Cui, "Influence of numerous start-ups and stops on tribological performance evolution of engine main bearings," *International Journal of Engine Research*, p. 1468087418810094, 2018.
100. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime / C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Pribsch, C. Forstner // *Tribology International*. – 2012. – v. 46. – pp. 200–207.

101. Rozeanu, L. Wear of hydrodynamic journal bearings, In Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem / G. Dalmaz et al. (Editors), 2001, pp.161-166.
102. S. Reichert, B. Lorentz, S. Heldmaier, and A. Albers, "Wear simulation in nonlubricated and mixed lubricated contacts taking into account the microscale roughness," Tribology International, vol. 100, pp. 272-279, 2016.
103. Sander, D.E. Simulation of journal friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in / D.E. Sander , H. Allmaier , H.H. Pribsch, M. Witt, A. Skiadas// Tribology international. – 2015. – Vol. 96. – pp. 173–183. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.024>
104. Sorin-Cristian VI?descu, Mark Fowell, Lars Mattsson, Tom Reddyhoff. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells - An experimental study / Tribology International. - Vol. 134. - 2019. - pp. 317-327.
105. Steiner L. Modellierung und Simulation von diamantaehnlichen Kohlenstoffschichten unter oszillierendem Schwingverschleiss. PhD Thesis, Technical University Hamburg-Harburg, Germany, 2010.
106. Strzelecki, S. Effect of Pivot Offset on the Oil Film Temperature Distribution in the Tilting 5-Pad Journal Bearing/ S. Strzelecki, H. Kapusta.// Tribology and Lubrication Engineering. – 2004. – V. 2. – Pp. 970–976.
107. T. Katafuchi and M. Kasai, "Effect of base stocks on the automobile engine bearing," Tribology International, vol. 42, no. 4, pp. 548-553, 2009.
108. User Guide. AVL Excite Power Unit, version 7.0.4, 2008. – p.418.
109. V. S. Jatti and T. Singh, "Copper oxide nano-particles as friction-reduction and anti-wear additives in lubricating oil," Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 29, no. 2, pp. 793-798, 2015.
110. V. W. Wong and S. C. Tung, "Overview of automotive engine friction and reduction trends–Effects of surface, material, and lubricant-additive technologies," Friction, vol. 4, no. 1, pp. 1-28, 2016.

111. Vencel, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencel, A. Rac // *Engineering Failure Analysis*. – 2014. – Vol.44. – pp. 217-228.

112. W. C. Barnhill et al., "Tribological bench and engine dynamometer tests of a low viscosity SAE 0W-16 engine oil using a combination of ionic liquid and ZDDP as anti-wear additives," *Frontiers in Mechanical Engineering*, vol. 1, p. 12, 2015.

113. Y. Olomolehin, R. Kapadia, and H. Spikes, "Antagonistic interaction of antiwear additives and carbon black," *Tribology Letters*, vol. 37, no. 1, p. 49, 2010.

114. Y. Zhang, I. Tudela, M. Pal, and I. Kerr, "High strength tin-based overlay for medium and high speed diesel engine bearing tribological applications," *Tribology International*, vol. 93, pp. 687-695, 2016.

115. Ажиппо, Н.А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюк // *Двигателестроение*. – 1985. – № 8. – С. 17-20.

116. Бояршинова, А.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Бояршинова Алла Константиновна. – Челябинск, 1993. – 189 с.

117. Буше, Н.А. и др. Подшипники из алюминиевых сплавов / Н.А. Буше, В.А. Двоскина, К.М. Раков, А.С. Гуляев. – М.: Издательство «Транспорт», 1974. – 256 с.

118. Гаврилов, К. В. Оценка потерь на трение в текстурированных гидродинамических трибосопряжениях поршневых машин. Часть 1. обзор методик моделирования / К. В. Гаврилов, В. С. Худяков, М. А. Иззатуллоев // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение*. – 2021. – Т. 21. – № 1. – С. 5-13. – DOI 10.14529/engin210101.

119. Гаврилов, К.В. Повышение ресурса трибосопряжений поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания снижением гидромеханических потерь на трение: дисс. ... д-ра. тех. наук: 05.04.02, 05.02.02 / Гаврилов Константин Владимирович. – Челябинск, 2020. – 375 с.

120. Гаврилов, К.В. Применение алгоритма сохранения массы при расчете гидромеханических характеристик и оптимизации конструктивных параметров

сложнонагруженных подшипников скольжения. – Дисс... канд. тех. наук. – Челябинск, 2006. – 157 с.

121. Генка, О. Решение упругогидродинамической задачи для динамически нагруженных шатунных подшипников / О. Генка // Труды американского общества инженеров – механиков. Проблемы трения и смазки. – 1985. – №3. С. 70–76.

122. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике (ССНТ). Термины и определения.

123. ГОСТ 27674-88 Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения [Текст]. Введ. 1989-01-01. -М.: Издательство стандартов, 1992., 19 с.

124. Гриб, В.В. Расчёт износа высших кинематических пар с учётом формоизменения при изнашивании. – В кн.: Теория и практика расчётов деталей машин на износ. – М.: Наука, 1982. – с. 117-123.

125. Гриб, В.В. Решение триботехнических задач численными методами / В.В. Гриб. – М.: Наука, 1982. – 112 с.

126. Григорьев, М.А. Обеспечение надёжности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. - Издательство стандартов, 1977. - 324 с.

127. Жаров, И.А. Модели и методы расчёта сложной трибосистемы «Коленчатый вал-подшипники скольжения-опоры» поршневых машин: дис. ... канд. техн. наук / Илья Алексеевич Жаров. – Москва. – 1996. – 146 с.

128. Задорожная, Е.А. Динамика и смазка неньютоновскими жидкостями сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин: дисс. ... д-ра. тех. наук: 05.02.02 / Задорожная Елена Анатольевна. – Челябинск, 2013. – 358 с.

129. Захаров, С.М. Гидродинамическая теория смазки // В кн. «Современная трибология: итоги и перспективы» / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ. – 2008, 95–157.

130. Захаров, С.М. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей / С.М. Захаров, А.П. Никитин, Ю.А. Загорянский. – М.: Транспорт, 1981. – с. 181.

131. Захаров, С.М. Прогнозирование показателей износостойкости нестационарно-нагруженных опор скольжения силовых установок с помощью

метода имитационного моделирования / С.М. Захаров // Трение и износ. – 1982. – Том 3, № 5. – с. 789-800.

132. Игнатенко, В. И. Исследование и разработка методов обеспечения надежности подшипников коленчатого вала поршневых машин на основе повышения качества контроля их технического состояния : дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Игнатенко Владимир Ильич. – Челябинск, 1978. – 263 с.

133. Икрамов, У.А. Расчётные методы оценки абразивного износа. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

134. Исследование влияния микрогеометрических параметров на гидромеханические характеристики радиального подшипника / И. К. Умурзаков, М. А. Иззатуллоев, К. В. Гаврилов, А. М. Тамбовцев // XXXII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения : Сборник трудов конференции, Москва, 02–04 декабря 2020 года. – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, 2021. – С. 247-251.

135. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В.Н. Прокопьев, В. В. Иванов, Э.Р. Рунг, Г.Н. Волченко // Автомобильная промышленность. – 1974. – №6. – С. 6-8.

136. Караваев, В.Г. Применение методов термогидродинамического расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения для повышения надежности и сокращения сроков проектирования механизмов и машин: дисс... канд. тех. наук. – Челябинск, 1984. – 200 с.

137. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.

138. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

139. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, М.Н. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

140. Леванов, И.Г. Методика расчёта ресурса подшипников скольжения на ранних этапах проектирования поршневых и роторных машин / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, Д.Н. Никитин // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». – 2021. – № 3. – Т.21. – С.5–21.

141. Леванов, И.Г. Методика расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах. Дисс.. канд. техн. наук. / И.Г. Леванов.– Челябинск, 2011. – 152 с.

142. Леванов, И.Г. Модернизация машины трения ИИ5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, Д.Н. Никитин // Современное машиностроение. Наука и образование. - 2020. - №9. - С. 207-223.

143. Леванов, И.Г. Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Выпуск 17, № 11 (228). – С. 70–76.

144. Макколион, Г. Анализ тепловых эффектов в полном радиальном подшипнике / Г. Макколион, Ф. Юсиф, Т. Ллойд // Проблемы трения и смазки. – 1970. – № 4. – С. 42–51.

145. Маляр, Н.С. Исследование гидродинамических параметров радиальных сложнонагруженных опор трения: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Маляр Николай Семёнович. – Челябинск, 1975. – 187 с.

146. Морозов, Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. – М.: Машиностроение, 1999. – 544 с.

147. Никитин, Д.Н. Расчётно-экспериментальная методика определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения / Д.Н. Никитин, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». – 2021. – № 1. – Т.22. – С.5–21.

148. Никишин, В.Н. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии их проектирования: дис. ... д-ра. техн.наук / В.Н. Никишин. - Москва. - 2007. - 376 с.

149. Паллей, З.С. Гидродинамический расчёт подшипников скольжения авиационных двигателей / З.С. Паллей. – Ленинград: ЛКВВИА, 1947. – 99 с.

150. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки / В.Н. Прокопьев В.Н., А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов К.В. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 98-104.

151. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – Ч. 2. – 221 с.

152. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дис. ... д-ра.техн.наук / Валерий Никифорович Прокопьев. – Челябинск, ЧПИ. – 1985. – 455 с.

153. Разработка подшипника для перспективных двигателей. // НПФ «Технокомплекс», Коломна – [Дата обращения: 03.04.2022] http://technocompleks.ru/?page_id=11.

154. Рождественский, Ю. В. Связные задачи динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения// Автореф. дисс. на соиск. уч. ст. д.т.н. – Челябинск, 1999. – 36 с.

155. Рождественский, Ю.В. Исследование динамики сложнонагруженных подшипников скольжения при переменной угловой скорости шипа: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Рождественский Юрий Владимирович. – Челябинск, 1975. – 187 с.

156. Сафонов, П.Б. Инженерная трибология: оценка износостойкости и ресурса трибосопряжений. Учебное пособие для студентов специальности 170515 / П.Б. Сафонов, А.В. Бегова. – РХТУ им. Д. И. Менделеева, Новомосковский институт, 2004. – 65 с.

157. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021666405. Комплекс программ расчёта гидродинамических подшипников скольжения «ОРБИТА-Ресурс» / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, Д.Н. Никитин, М.О. Ещиганов. – заявка № 2021665841; заявл. 14.10.21; зарегистр. 14.11.21.

158. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2007613507. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Неньютон-II» / В. Н. Прокопьев, А. К. Бояршинова, Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2007612488; заявл. 20.06.07 ; зарегистр. 17.08.07.

159. Суркин, В.И. Смазка тракторных дизелей: Монография // В.И. Суркин, Б.В. Курчатov. – Челябинск, 2009. – 226 с.

160. Сыркин, П.Э., Стешов, В.В. Определение условий работы опор скольжения коленчатого вала автомобильного двигателя на основе оценки толщины смазочного слоя // Известия Челябинского научного центра. – 2006. – Вып. 3 (33). – С.23-28.

161. Типей, Н.Н Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А. Ника, О. Бицэ. – Бухарест, 1964.– 457 с.

162. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: Автореф. дисс... к-та. техн. наук / Д.А. Черепанов. – Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2004. – 16 с.

163. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 243 с.

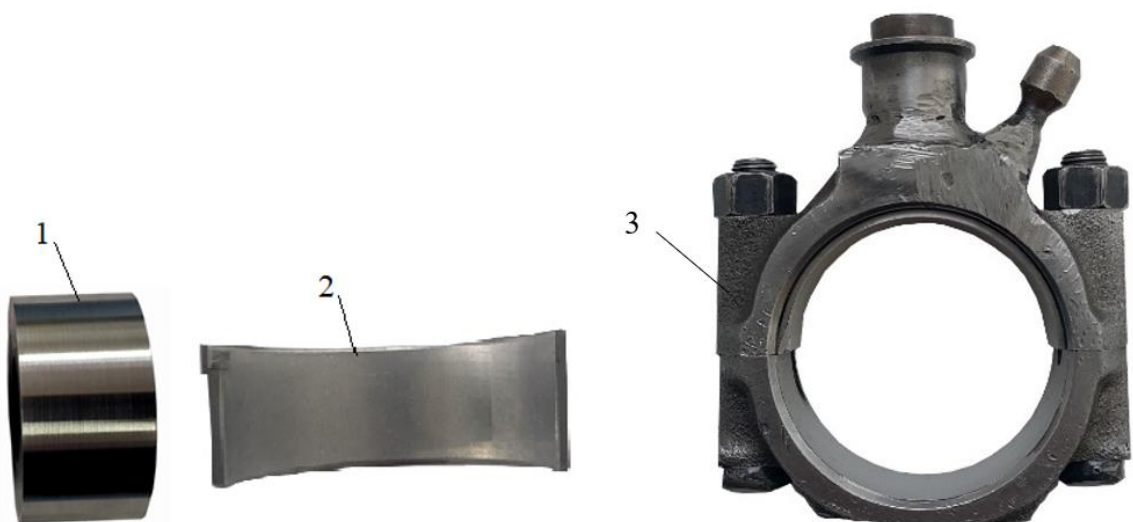
164. Эззат. Нестационарные термогидродинамические характеристики ползу-нов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 4. – С. 13–19.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Описание стенда «Подшипник скольжения» на базе машины трения ИИ-5018

Корпус подшипника изготовлен из шатуна двигателя ВАЗ-21083 (рисунок П.1.1). Геометрические параметры узла трения, следующие:

- наружный диаметр ролика 47,83 мм;
- ширина ролика 30 мм;
- ширина вкладыша 21 мм;
- радиальный зазор для испытуемого подшипника составлял 30 мкм.



1 – ролик; 2 – вкладыш; 3 – корпус подшипника

Рисунок П.1.1 – Разработанный модельный узел «Подшипник скольжения»

Ролик, который имитирует шейку коленчатого вала, был изготовлен из стали 40Х, твердость поверхности которого составляла $HRC = 53...55$, шероховатость поверхности соответствовала 9 классу по ГОСТ 2789-73. Такой узел трения позволяет использовать сталеалюминиевые шатунные вкладыши двигателя ВАЗ 21083 стандартного и ремонтных размеров. Проведение измерений с использованием вкладышей ремонтного размера в сочетании с разными роликами позволяют исследовать влияние величины зазора в подшипнике на его работу.

Угол охвата подшипника составляет 180 градусов. В корпус подшипника устанавливался только верхний вкладыш. Подача масла непосредственно на вход в

подшипник скольжения по каналу внутри корпуса осуществлялась через автомобильный фильтр насосом из бака с установленным нагревателем, позволяющим поддерживать необходимую температуру масла. Давление масла в системе поддерживалось на уровне 0,25 атм. Между вкладышем и шейкой измерялось падение напряжения, являющееся косвенным подтверждением наличия разделяющего смазочного слоя и позволяющее фиксировать смену видов смазки в подшипнике с гидродинамической на граничную. При полном разделении поверхностей шейки и вкладыша падение напряжения составляло 5 В. При полном контакте 0 В.

Падение напряжения в контакте, характеризует электропроводность разделяющего слоя масла и зависит как от толщины слоя, так и от его структуры, определяемой действием противоизносных присадок.

Электрическая схема измерения падения напряжения представлена на рисунке П.1.2.

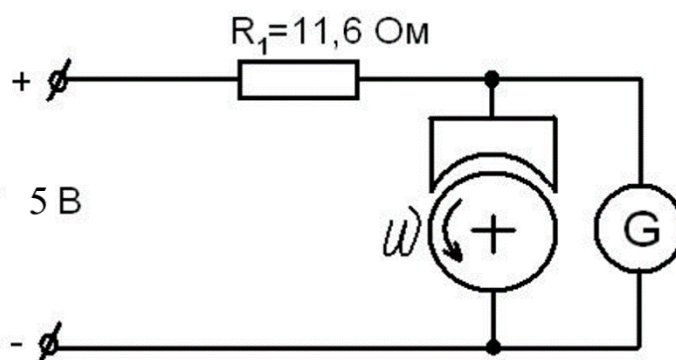


Рисунок П.1.2 – Электрическая схема измерения электропроводности контакта

Указанная на рисунке П.1.2. полярность контактов используется для образцов, изготовленных из металлов, стоящих в электрохимическом ряду напряжений после железа. Это позволяет минимизировать перенос металла в электрохимическом контакте и влияние на реальные характеристики разделяющего слоя. С той же целью цепь замыкается периодически на короткое время только для снятия показаний вольтметра.

Внешний вид установки и модельного подшипника скольжения во время работы представлены на рисунке П.1.3.



Рисунок П.1.3 – Модельный подшипник скольжения и маслостанция стенда

Приложение 2. Описание подпрограмм комплекса «ОРБИТА-Ресурс»

Комплекс состоит из 36 подпрограмм, основными из которых являются следующие.

Gidktm.for – предназначена для ввода исходных данных и запуска главной управляющей подпрограммы *Kachtm_t_krug.for*.

Kachtm_t_krug.for – осуществляет общее управление расчётным комплексом, расчёт скоростей изнашивания поверхностей трения (шейки вала и втулки), расчёт усталостной долговечности втулки.

Fdn1.for – предназначена для интегрирования уравнения движения цапфы методом, базирующимся на формулах дифференцирования назад.

Reak.for – подпрограмма определения реакций смазочного слоя на каждом временном шаге расчёта траектории движения цапфы.

Dav_pr – подпрограмма определения гидродинамических давлений, рассчитываемых интегрированием уравнения Рейнольдса на последовательности разностных сеток с применением итерационного метода Зейделя.

Dav_pr_Gezim.for; *Dav_step_poln.for*, *Dav_prib_st* – подпрограммы определения гидродинамических давлений с учётом зависимости вязкости смазочного материала от скорости сдвига; при этом предусмотрен расчёт по реологическому уравнению Гезима и по степенному закону.

Dav_pr_gr_2_lh – подпрограмма определения гидродинамических давлений с учётом наличия высоковязкого граничного слоя, образуемого противоизносными компонентами смазочного материала (природными поверхностно-активными веществами или синтезированными), а также с учётом явления его разрушения под действием сдвига.

Учёт вязкоупругих свойств смазочного материала реализован в подпрограмме *Kachtm_t_krug.for* путём модификации внешней нагрузки.

Исходные данные считываются из файла *dl.txt*, результаты расчёта гидромеханических характеристик подшипников выводятся в файл *r1.txt*, результаты расчёта потерь мощности на трение, расход смазки, приращение температуры на каждом временном шаге – в файл *temp.txt*; максимальные

гидродинамические давления, безразмерные координаты центра цапфы – в файл *grf.txt*; минимальные значения толщины смазочного слоя, характеристики ка режима работы, потери мощности на трение с учётом контакта, максимальные контактные давления – в файл *izn.txt*; диаграмма (эпюра) износа поверхностей трения втулки и шейки вала, интенсивность изнашивания поверхностей – в файл *izn1.txt*.

Построение графиков осуществляется пользователем посредством импорта файлов с результатами расчёта в пакет Microsoft Office Excel. В процессе расчёта осуществляется построение траектории движения центра шипа в подшипнике (рисунок П.2.1).

```

SUBROUTINE KACHTM(Dtem, predel_h)
USE DEFPOR

C
C   РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИЙ ДВИЖЕНИЯ ШИПА,
C   ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ, РАСЧЕТ ИЗНОСА И РЕСУРСА
C

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION PRFX(731), PRFY(731), prfx1(731), prfy1(731),
          PRFX_lam(731), PRFY_lam(731), rpj(387),
          rIh_b(387), dH_n(731), rUh_n(731), deltaj(387),
          delTaj_j(387),
          rIh_j(387), dH_b(731), rUh_b(731), delta_R_b(387),
          alf1gf(731), fihminf(731), delta_R_j(387),
          H_s_dim_clear_par(97,387), F_5_2_Hs(97,387), rPa(97,387),
          delta_rh(97,387), delta_rh_j(97,387), summ_delta_rh(97,387),
          summ_delta_rh_j(97,387),
          summ_r_s_treniya(97,387), r_s_treniya(97,387), rMtr_cont(97,387)
          rFriction_of_coff(97,387), rIh_b1(97,387), rIh_j1(97,387),
          rh1_j(97,387), rh2_b(97,387), rIh_j1abr(97,387),
          shear_rate_av(97,387)

DIMENSION NKF(10), KKF(10)
DIMENSION YR(5), YP(5), YB(5), P12s(97,387), rh(97,387), rhhh(387)
DIMENSION ROL(8), RN(8), RTMM(26,8), RGL0B(8), SRGLOB(8)
DIMENSION rosms(97,387), rosmsa(97,387), gu(97,387), gus(97,387),
          p12z(97,387), p12za(97,387), rov(387)
DIMENSION x11(2), yt(2), x22(2)
COMMON/BL1/P12(97,387), DP(97,387), DCH(97,387), JFZ(5,2)
COMMON/SHVY/PRFX, PRFY, FSHX, FSHY, DT0, ALF1G, RK, BSH, weh
COMMON/EXOD1/WH0, WH1, R1, R2, B1, rms1, RMU, DS1, GG, WH3, AMP
COMMON/EXOD2/v1, v1e, v1e

```

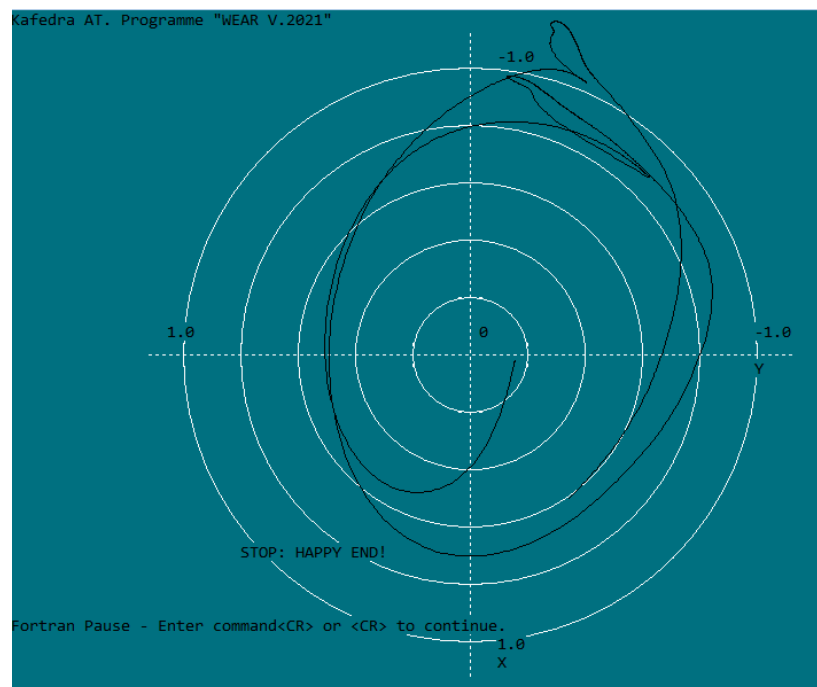


Рисунок П.2.1 – Интерфейс программного комплекса «ОРБИТА-Ресурс»


```

****
**** СРЕДНЕИНТЕГР. ВЕЛИЧИНЫ ****
****
МОЩНОСТЬ В УЗЛЕ (SRN)= 113.9 [Вт] sq1=0.5496E-02
srq=0.4341E-02
st1= 103.6
temsr= 103.6
Среднее макс. давление=0.5711E+08
S_qt= 5.508123386245241E-003л/с
S_qk_bx= 0.000000000000000E+000л/с
S_qk_is= 0.000000000000000E+000л/с
S_qk= 0.000000000000000E+000л/с
РЕАКЦИЯ СЛОЯ (RR1SR)=0.1751E+05[Н]
МИН. ТОЛЩИНА СЛОЯ (SHMIN1)= 5.301 [Мкм]
****
**** ЭКСТРЕМАЛЬНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ****
****
RMU=0.1286E-01 RMU0=0.1381E-01 ITS= 0
МИН. ТОЛЩИНА СЛОЯ (HMIN1)= 1.078 [Мкм]
УГОЛ ДЛЯ МИН.ТОЛЩ.СЛОЯ (fihmin1)= 187.5 [град.]
УГОЛ ДЛЯ МИН.ТОЛЩ.СЛОЯ (alf_h_min)= 407.7 [град.]
МАКС. ДАВЛЕНИЕ В СЛОЕ (PMAH1)=0.6972E+09[Па]
УГОЛ ДЛЯ МАКС.ДАВЛ. (fiPm1)= 180.0 [град.]
УГОЛ ДЛЯ МАКС.ДАВЛ. (alf_P_max)= 372.7 [град.]
su= 0.3617E+06
h_predel= 23.05555555555555 %
Максимальная скорость условного износа вкладыша 5.475 мкм/ч
Максимальная скорость условного износа вала 1.051 мкм/ч
Угол максимального условного износа 187.5 град.
Скорость условного износа подшипника 6.526 мкм/ч
Предельно допустимый радиальный зазор 120.0 мкм
Ресурс подшипника (время работы подшипника до достижения предельного радиального зазора) 0.5000 ч
Износ подшипника за время работы (величина радиального зазора в зоне износа) 3.263 мкм
Максимальные контактные давления за цикл 0.3280E+10Па
Потери мощности с учётом контакта (средн.инт.) 0.2401E+05Вт
Момент трения с учётом контакта (средн.инт.) 190.5 Н*м
Коэфф. трения с учётом контакта(средн.инт.) 0.1422
Хар-ка режима работы или Число Герси(средн.инт.) 492.5
Усталостная долговечность (ср.ресурс) вкладыша 0.1082E-02ч

```

Рисунок П.2.2 – Перечень выходных результатов расчёта

Приложение 3. Нагрузки, действующие на шатунные подшипники

Таблица П.3.1 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник двигателя типа 6ЧН10,5/12,8 на режиме номинальной мощности 2300об/мин

α , град	Нагрузки, Н		α , град	Нагрузки, Н	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	17900	0	360	-124760	0
10	17440	-1660	370	-137440	-1660
20	16020	-3230	380	-110310	-3230
30	13640	-4620	390	-74460	-4620
40	10620	-5760	400	-49660	-5760
50	7030	-6600	410	-35060	-6600
60	3150	-7140	420	-27260	-7140
70	-780	-7380	430	-23710	-7380
80	-4490	-7330	440	-22420	-7330
90	-7830	-7050	450	-22300	-7050
100	-10630	-6570	460	-22630	-6540
110	-12870	-5950	470	-23050	-5950
120	-14540	-5220	480	-23360	-5220
130	-15730	-4420	490	-23500	-4420
140	-16490	-3570	500	-23410	-3570
150	-16940	-2690	510	-23080	-2690
160	-17190	-1800	520	-22500	-1800
170	-17300	-900	530	-21660	-900
180	-17350	0	540	-20570	0
190	-17350	900	550	-19480	900
200	-17330	1800	560	-18610	1800
210	-17270	2690	570	-17970	2690
220	-17150	3570	580	-17450	3570
230	-16650	4420	590	-16730	4420
240	-15900	5220	600	-15610	5220
250	-14760	5950	610	-13940	5950
260	-13190	6570	620	-11670	6570
270	-11300	7050	630	-8850	7050
280	-9270	7330	640	-5500	7330
290	-7550	7380	650	-1710	7380
300	-6750	7140	660	2340	7140
310	-8010	6600	670	6310	6600
320	-13150	5760	680	9910	5760

Продолжение таблицы П.3.1

α , град	Нагрузки, Н		α , град	Нагрузки, Н	
	F _x	F _y		F _x	F _y
330	-25550	4620	690	13050	4620
340	-53100	3230	700	15530	3230
350	-93680	1660	710	17190	1660

Таблица П.3.2 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник двигателя типа 6ЧН10,5/12,8 на режиме максимального крутящего момента (1300об/мин)

α , град	Нагрузки, Н		α , град	Нагрузки, Н	
	F _x	F _y		F _x	F _y
0	4410	0	360	-117650	0
10	4180	-530	370	-150490	-530
20	3660	-1030	380	-127950	-1030
30	2850	-1470	390	-88640	-1470
40	1910	-1840	400	-59060	-1840
50	750	-2110	410	-41050	-2110
60	-510	-2280	420	-30340	-2280
70	-1770	-2360	430	-23980	-2360
80	-2990	-2340	440	-20150	-2340
90	-4070	-2250	450	-17810	-2250
100	-4970	-2100	460	-16320	-2100
110	-5690	-1900	470	-15300	-1900
120	-6220	-1670	480	-14550	-1670
130	-6580	-1410	490	-13190	-1410
140	-6820	-1140	500	-13380	-1140
150	-6960	-860	510	-12680	-860
160	-7030	-580	520	-11680	-580
170	-7050	-290	530	-10380	-290
180	-7060	0	540	-8950	0
190	-7060	290	550	-8000	290
200	-7080	580	560	-7770	580
210	-7120	860	570	-7550	860
220	-7170	1140	580	-7160	1140
230	-7160	1410	590	-6830	1410
240	-7110	1670	600	-6380	1670
250	-6990	1900	610	-5720	1900
260	-6830	2100	620	-4960	2100
270	-6710	2250	630	-4000	2250

Продолжение таблицы П.3.2

α , град	Нагрузки, H		α , град	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
280	-6770	2340	640	-2870	2340
290	-7270	2360	650	-1680	2360
300	-8600	2280	660	-490	2280
310	-11560	2110	670	680	2110
320	-17640	1840	680	1780	1840
330	-29750	1470	690	2850	1470
340	-53290	1030	700	3680	1030
350	-87300	530	710	4390	230

Таблица П.3.3 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 на режиме максимальной мощности (частота вращения 1900 об/мин, 100% нагрузка)

α , град	Нагрузки, Н		α , град	Нагрузки, Н	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	244279,7	0	360	-350415	-0,07
10	238204,8	16589,57	370	-465085	16589,49
20	220377,1	32294,5	380	-381737	32294,43
30	191961	46313,52	390	-239939	46313,45
40	154807,6	58000,23	400	-139061	58000,16
50	111318,1	66912,93	410	-92631	66912,89
60	64250,92	72836,41	420	-83017,2	72836,39
70	16478,84	75774,09	430	-94226	75774,09
80	-29284,7	75914,35	440	-115529	75914,35
90	-70755,7	73579,07	450	-140047	73579,1
100	-106299	69165,21	460	-163497	69165,23
110	-135053	63089,86	470	-183494	63089,88
120	-156928	55746,99	480	-198889	55747,01
130	-172492	47479,55	490	-209696	47479,58
140	-182771	38566,84	500	-216435	38566,87
150	-189003	29224,1	510	-220171	29224,12
160	-192412	19610,28	520	-221859	19610,31
170	-194013	9840,45	530	-222452	9840,48
180	-194470	0,02	540	-222523	0,05
190	-194037	-9840,4	550	-220458	-9840,37
200	-192624	-19610,2	560	-217294	-19610,2
210	-189731	-29224,1	570	-212349	-29224
220	-184275	-38566,8	580	-204590	-38566,8
230	-175100	-47479,5	590	-192776	-47479,5
240	-161075	-55747	600	-175650	-55746,9
250	-141343	-63089,8	610	-152178	-63089,8
260	-115582	-69165,2	620	-121788	-69165,2
270	-84273,2	-73579,1	630	-84568,8	-73579,1
280	-48922,7	-75914,3	640	-41392,3	-75914,3
290	-12321,4	-75774,1	650	6094,04	-75774,1
300	21252,63	-72836,4	660	55592,37	-72836,5
310	45216,87	-66913	670	104376,8	-66913
320	49257,55	-58000,3	680	149565,8	-58000,3
330	16654,98	-46313,6	690	188397	-46313,6
340	-75606,3	-32294,6	700	218470,3	-32294,6
350	-225299	-16589,6	710	237939,9	-16589,7

Приложение 4. Результаты параметрических исследований шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5

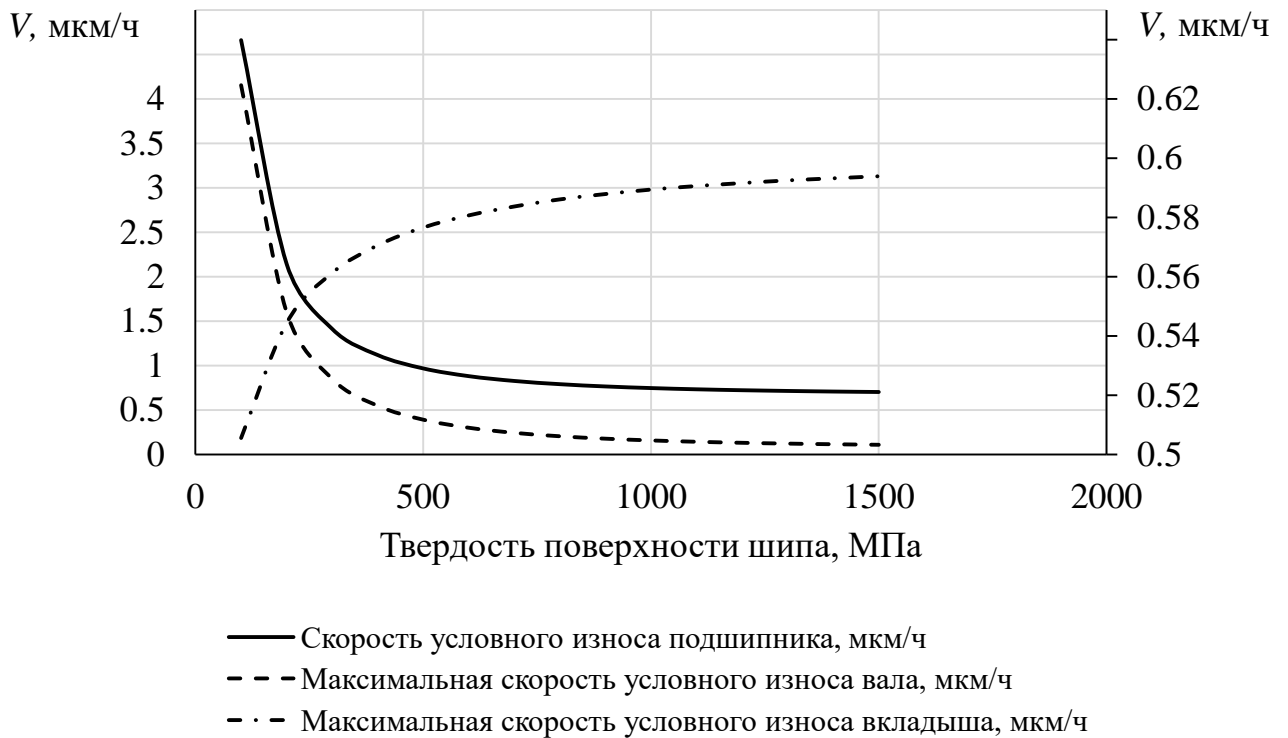
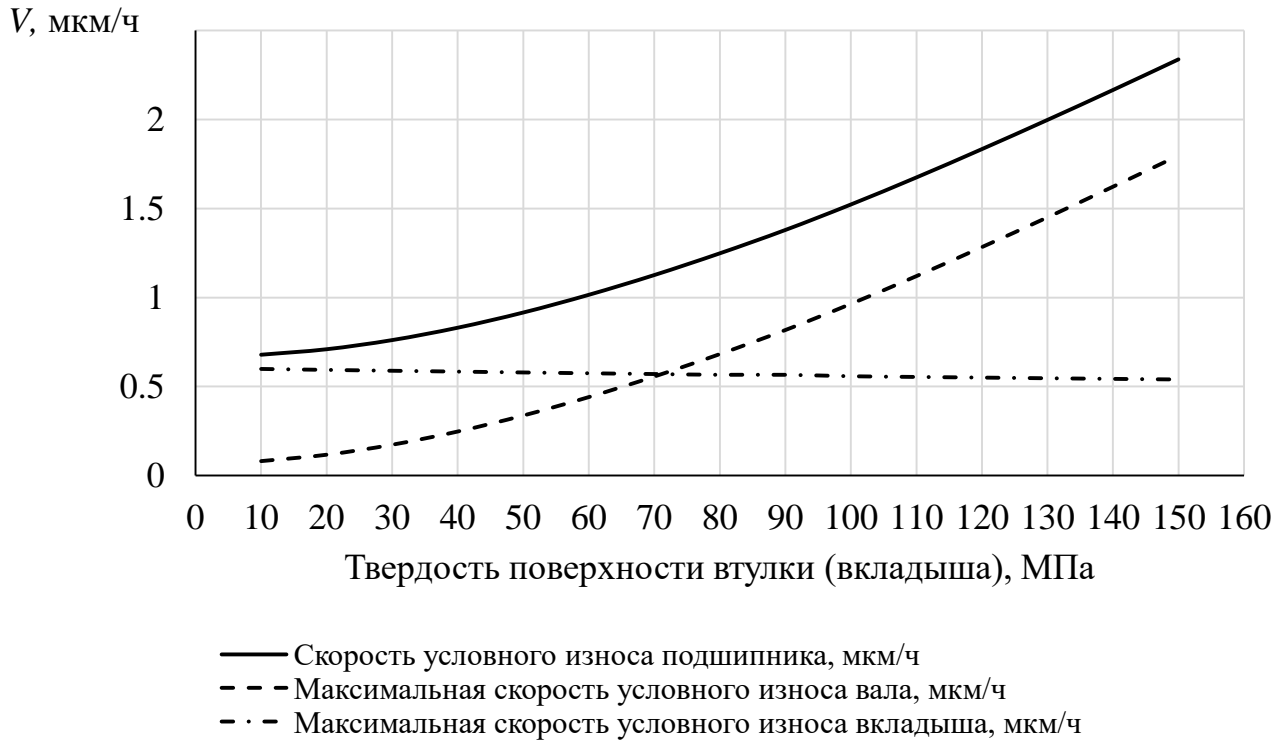


Рисунок П.4.1 – Зависимость скорости изнашивания элементов подшипника от твердости шейки вала и вкладыша

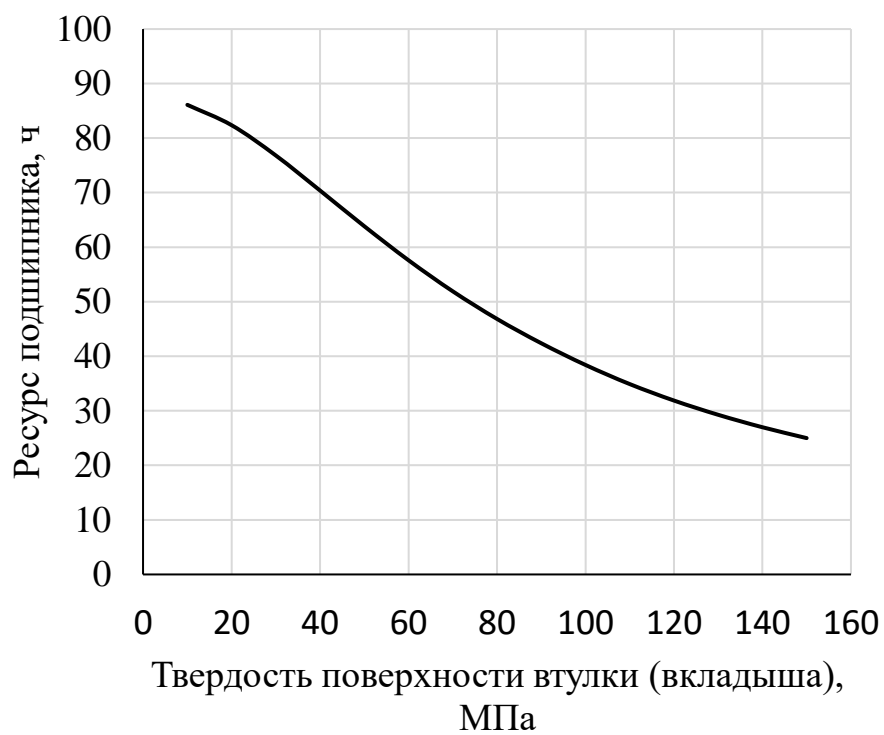
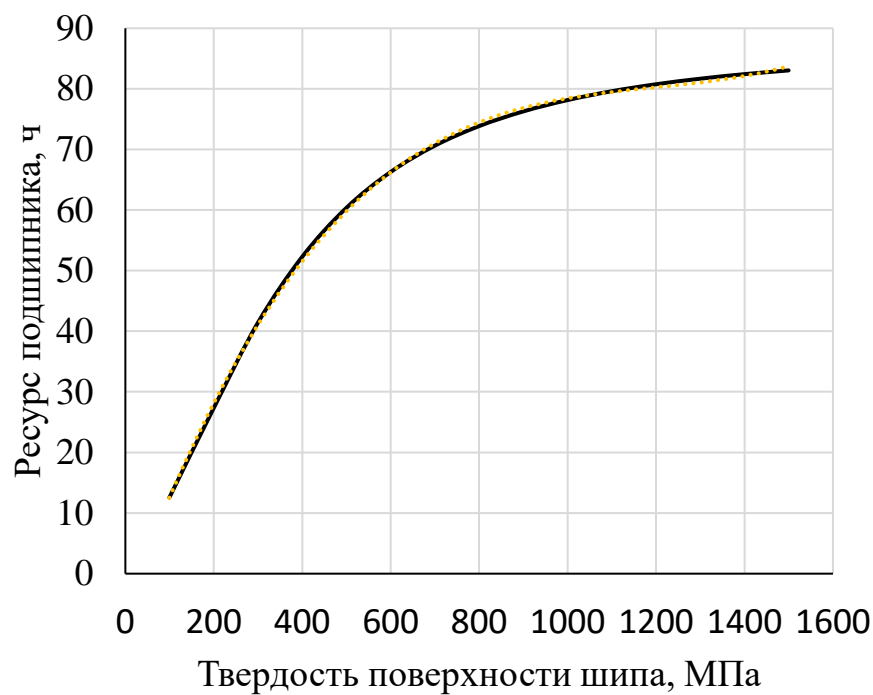


Рисунок П.4.2 – Зависимость условного ресурса подшипника от твердости шейки вала и вкладыша

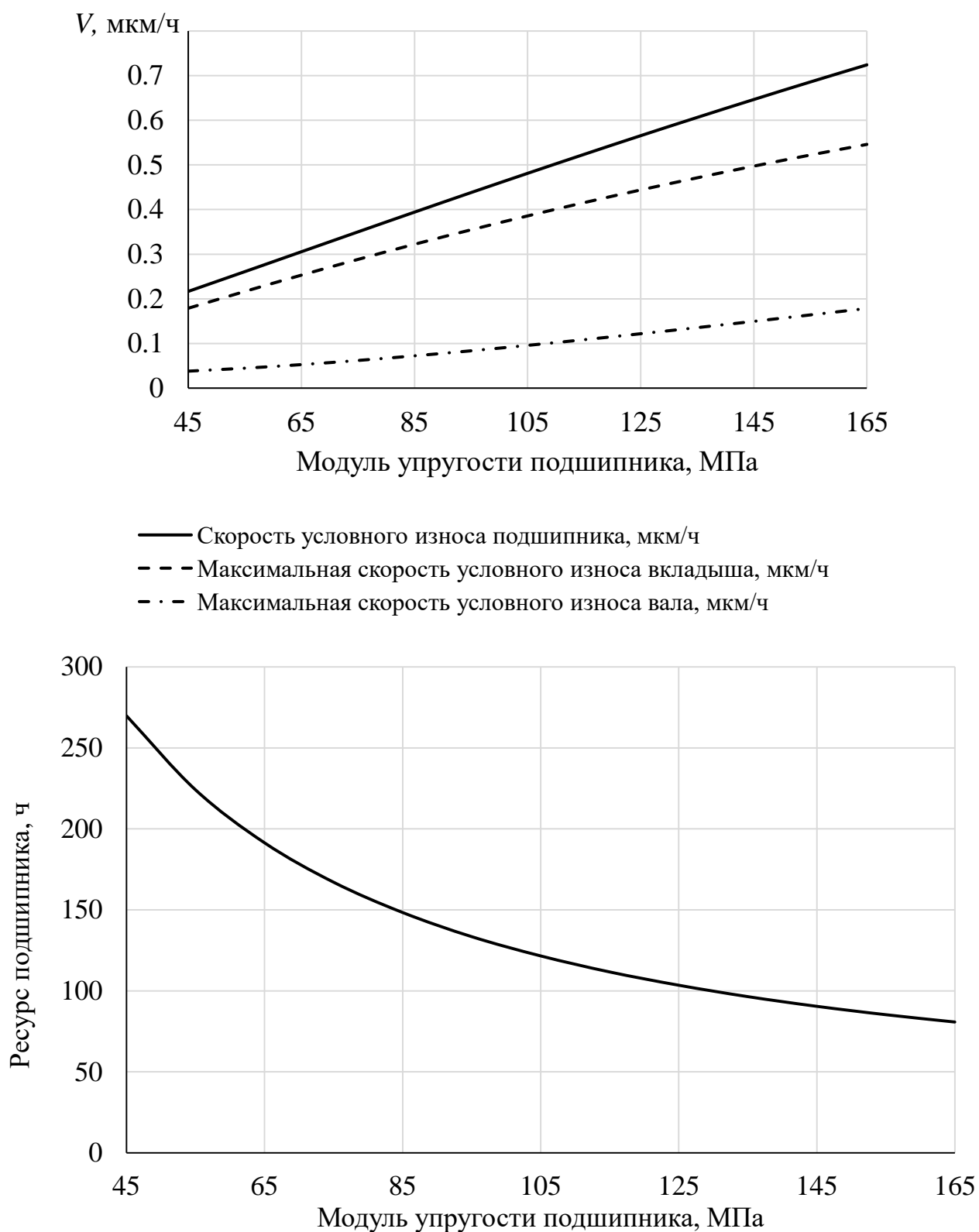


Рисунок П.4.3 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного ресурса от модуля упругости антифрикционного материала вкладыша

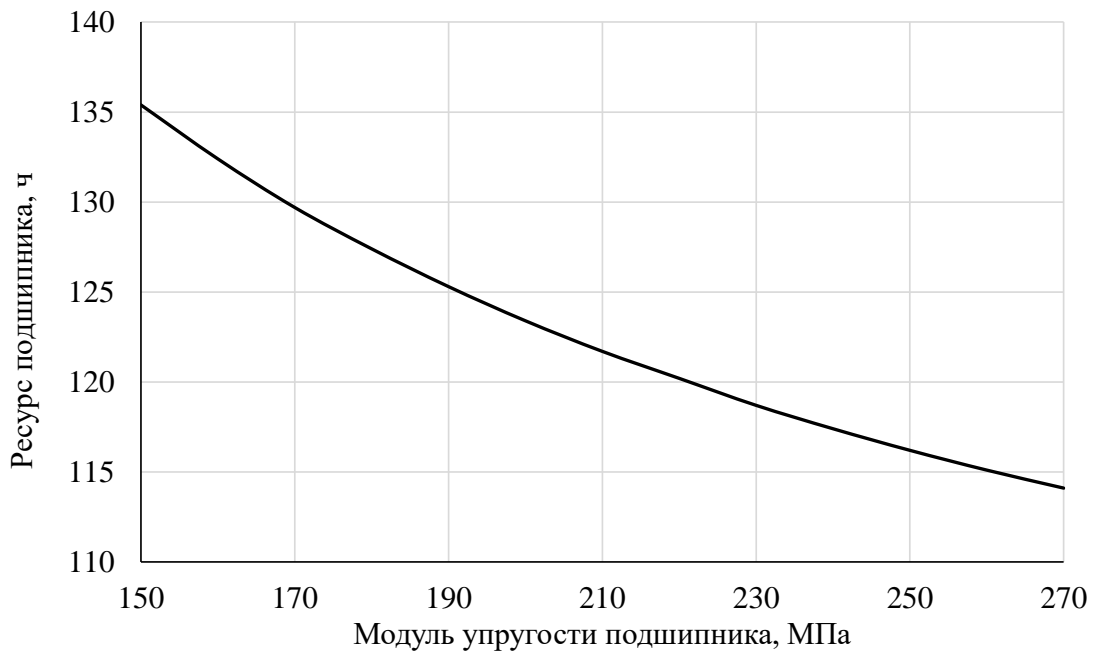
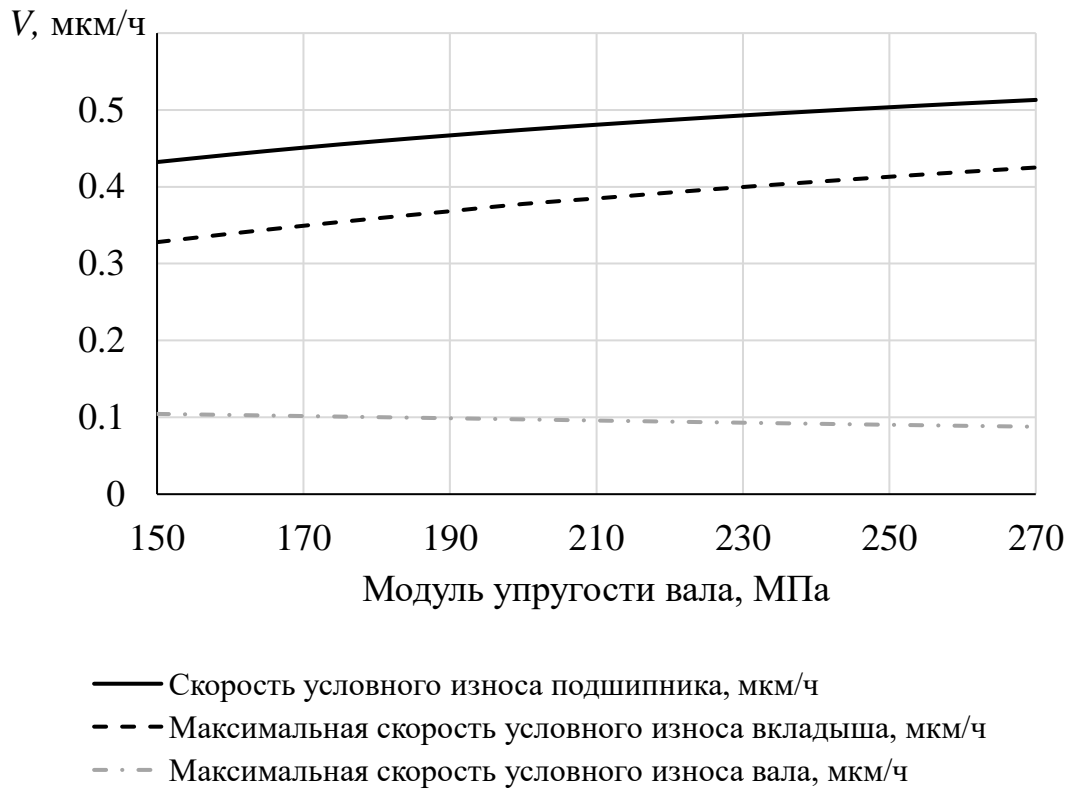


Рисунок П.4.4 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного ресурса от модуля упругости материала шейки вала

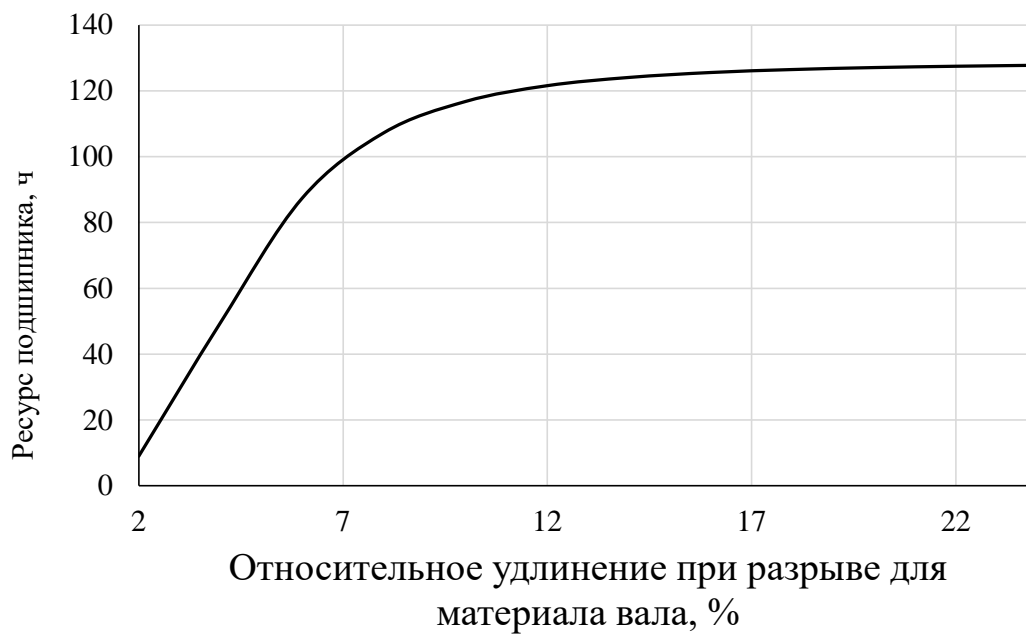
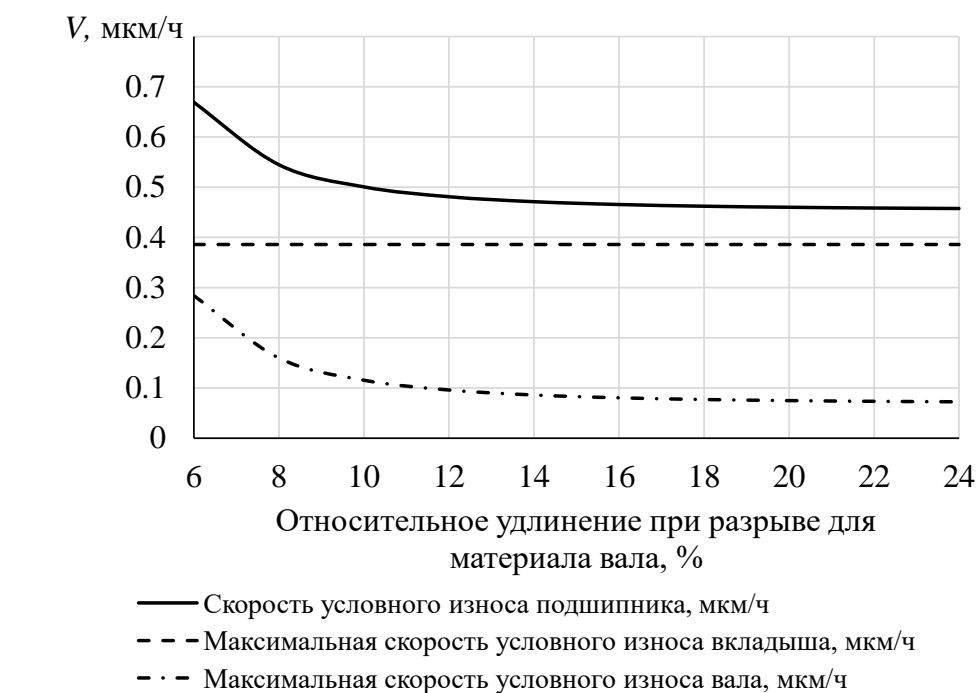


Рисунок П.4.5 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного ресурса от относительного удлинения при разрыве материала вала

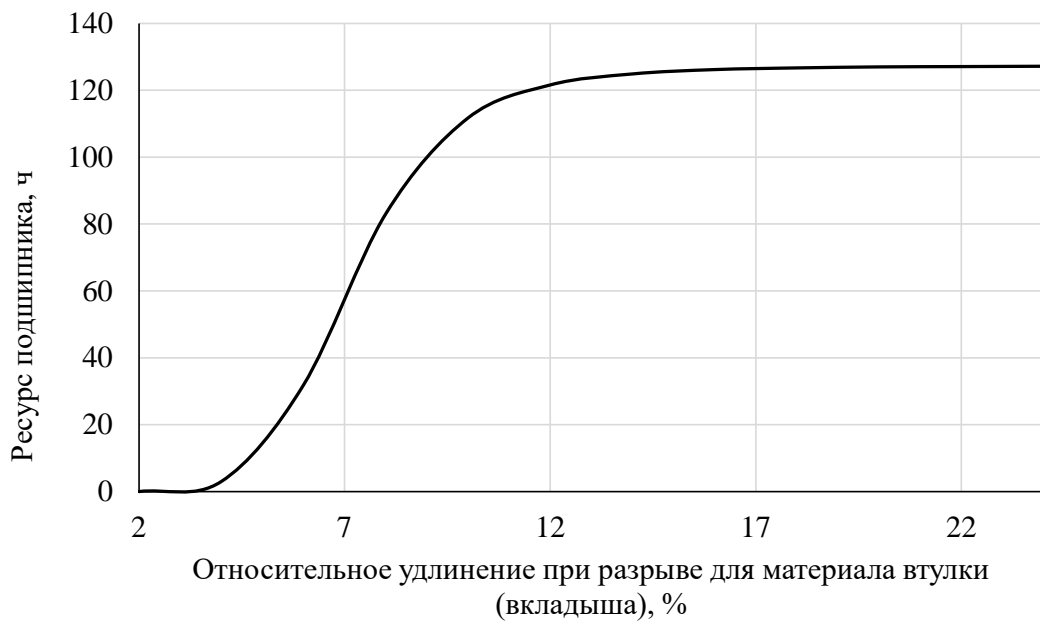
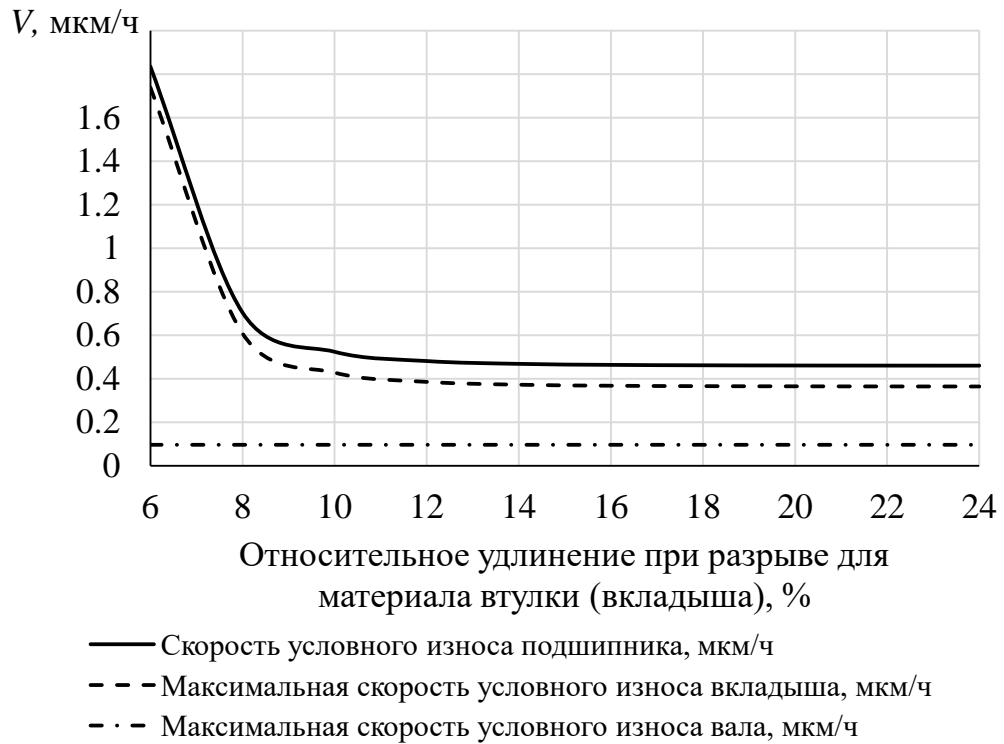


Рисунок П.4.6 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного ресурса от относительного удлинения при разрыве антифрикционного материала вкладыша

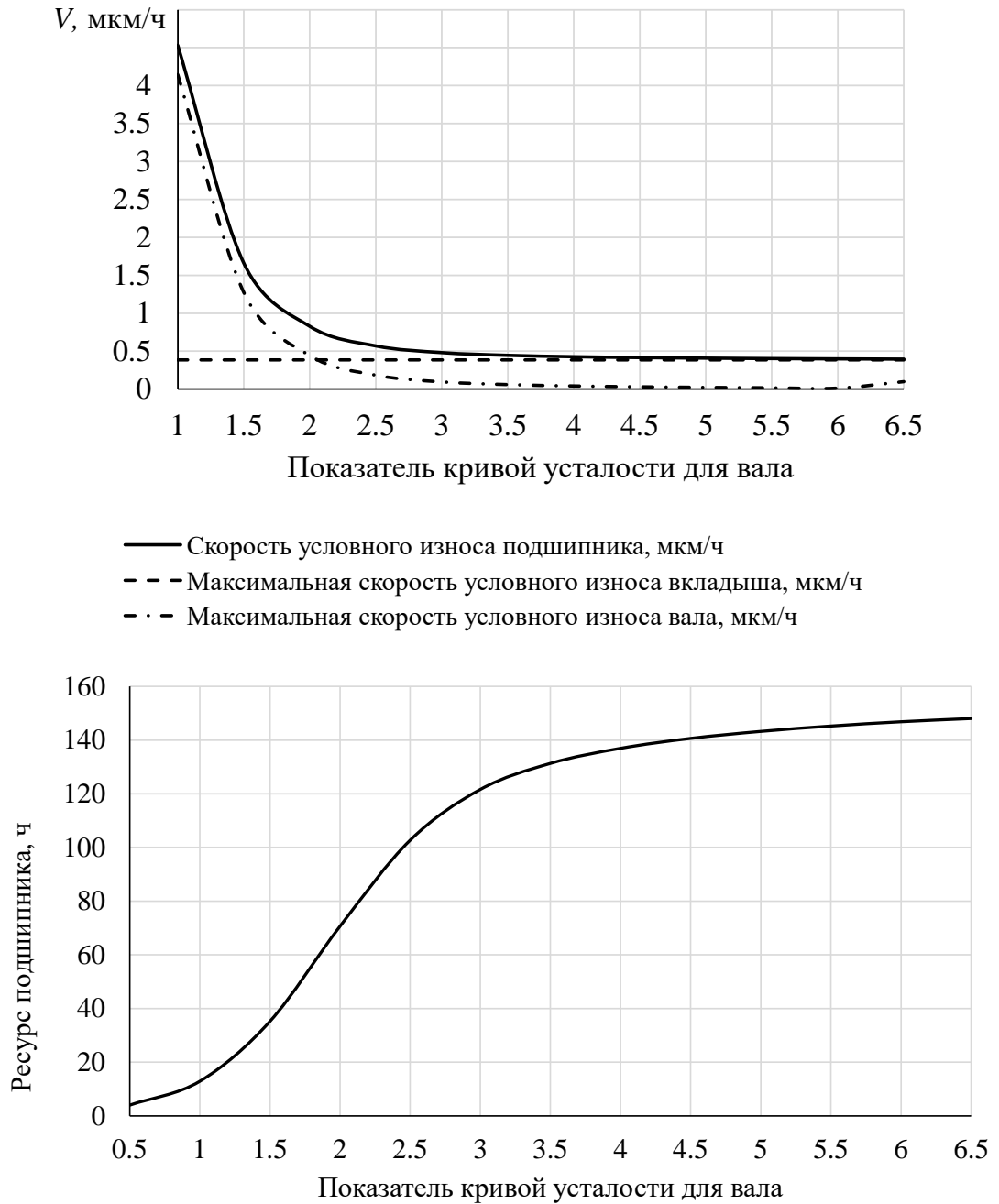


Рисунок П.4.7 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного износа от показателя кривой усталости материала вала

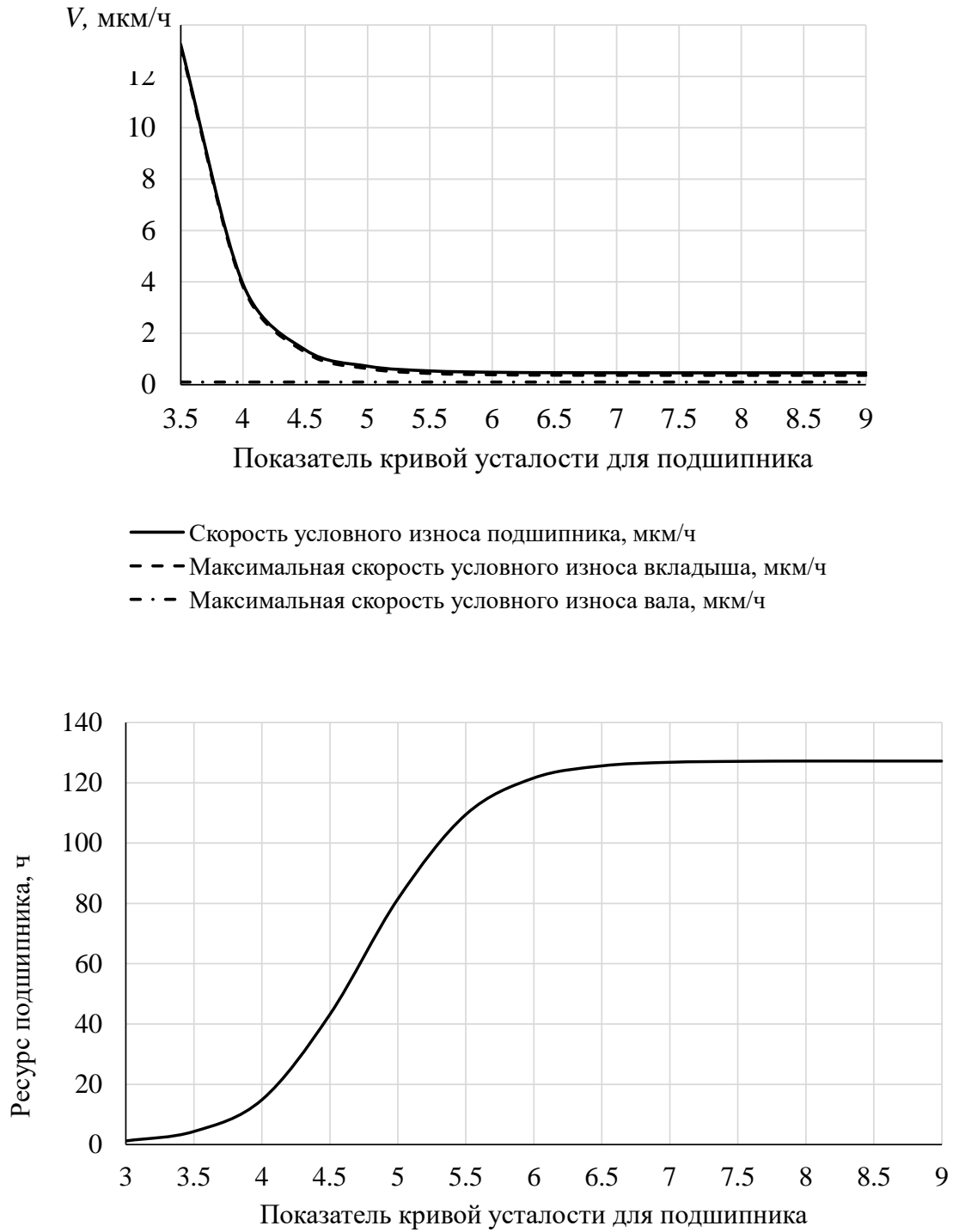


Рисунок П.4.8 – Зависимости скорости изнашивания элементов подшипника и условного износа от показателя кривой усталости антифрикционного материала вкладыша

Таблица П.4.1 – Вязкостно-температурные характеристики моторных масел

Константы для формулы Фогеля									
C1	0,0000834	0,000101	0,000198	0,000114	0,000093	0,000132	0,000141	0,000164	0,000093
C2	820,723	773,81	737,69	1033,34	1304,17	737,81	811,962	793,329	1146,25
C3	93,625	93,153	89,9	120,8	155,22	77,7	93,458	83,931	124,7
SAE	10W, 10W/10	10W20	10W30	10W40	10W50	20W, 20W/10	20W20	20W30	20W40
T, °C	Вязкость, мПа·с								
0	534,84	409,21	725,01	591,45	414,44	1755,78	836,30	2088,64	913,15
10	229,53	182,90	318,87	307,54	249,23	594,63	361,13	763,55	461,51
20	114,32	94,25	162,86	175,48	158,84	251,35	180,82	338,78	256,31
30	63,73	54,09	93,04	107,86	106,28	124,67	101,27	173,36	153,60
40	38,78	33,74	57,94	70,43	74,10	69,66	61,87	98,84	97,95
50	25,29	22,48	38,61	48,35	53,51	42,64	40,49	61,28	65,77
60	17,43	15,80	27,16	34,60	39,83	28,03	28,00	40,61	46,10
70	12,58	11,59	19,96	25,64	30,43	19,50	20,26	28,39	33,52
80	9,42	8,81	15,22	19,58	23,79	14,21	15,21	20,73	25,14
90	7,28	6,91	11,95	15,34	18,98	10,75	11,79	15,69	19,37
100	5,78	5,55	9,63	12,29	15,41	8,39	9,38	12,25	15,27
110	4,69	4,56	7,93	10,03	12,71	6,73	7,63	9,80	12,29
120	3,89	3,81	6,65	8,33	10,63	5,51	6,33	8,02	10,07
130	3,27	3,24	5,67	7,02	9,00	4,61	5,34	6,69	8,37
140	2,80	2,79	4,90	5,99	7,71	3,91	4,57	5,67	7,07
150	2,42	2,43	4,29	5,18	6,67	3,37	3,96	4,87	6,04

Продолжение таблицы П.4.1

Константы для формулы Фогеля						
C1	0,0000334	0,0000304	0,0000203	0,000024	0,0000407	0,0000101
C2	1381,1	1547,1	1541,1	1640,6	1295,2	2233,1
C3	135	160	160	170	140	195
SAE	Super 15W-40	Diesel Plus 5W-40	Ultra X 0W-40	Ultra 0W-40	Ultra 5W-30	Ultra Racing 10W-60
T, °C	Вязкость, мПа·с					
0	926,27	481,09	309,43	372,74	424,07	950,11
10	457,43	272,40	175,59	218,05	228,87	543,46
20	247,43	164,30	106,12	134,97	133,42	327,44
30	144,19	104,51	67,62	87,65	82,87	206,37
40	89,37	69,56	45,08	59,30	54,27	135,28
50	58,34	48,13	31,23	41,58	37,16	91,79
60	39,78	34,43	22,37	30,06	26,43	64,20
70	28,16	25,36	16,50	22,33	19,42	46,14
80	20,58	19,16	12,48	16,99	14,67	33,96
90	15,47	14,81	9,65	13,20	11,36	25,54
100	11,92	11,67	7,62	10,45	8,98	19,58
110	9,37	9,36	6,11	8,41	7,24	15,28
120	7,51	7,63	4,99	6,87	5,93	12,11
130	6,13	6,31	4,12	5,69	4,93	9,74
140	5,07	5,28	3,46	4,77	4,15	7,93
150	4,25	4,47	2,93	4,04	3,54	6,54

Приложение 5. Акты, подтверждающие использование и внедрение результатов
научно-исследовательской работы

УТВЕРЖДАЮ
Директор по развитию
АО «Автомобильный завод «УРАЛ»
кандидат технических наук
А.А. Ведерников
14 » 02 2022 г.



АКТ
использования результатов научно-исследовательской работы

Комиссия в составе: председателя – главного конструктора по военной технике Якупова О.Р., и членов – начальника отдела Дмитриева В.В., главного конструктора по узлам и агрегатам Пушкина Ю.А., составила настоящий акт о том, что комплекс прикладных программ расчета гидродинамических подшипников скольжения «ОРБИТА-Ресурс» может быть учтен в работах АО «Автомобильный завод «УРАЛ» при разработке колесных транспортных средств.

Комплекс разработан сотрудниками кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» Задорожной Е.А., Левановым И.Г., Никитиным Д.Н., Худяковым В.С., Шармановым П.С. на базе вузовско-академической лаборатории «Триботехника». Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ от 14 октября 2021 г. № 2021666405.

Комплекс программ «ОРБИТА-Ресурс» позволит на ранних этапах проектирования машин рассчитать характеристики радиальных гидродинамических подшипников скольжения, оценить их долговечность, износостойкость, энергоэффективность и ресурс.

Отмечается прикладная значимость и достаточно высокий научный уровень выполненной научно-исследовательской работы.

Функционал комплекса программ «ОРБИТА-Ресурс» позволит значительно сократить сроки разработки перспективных образцов двигателей внутреннего сгорания, агрегатов, узлов и механизмов машин.

Председатель комиссии: Главный конструктор по ВТ		О.Р. Якупов
Члены комиссии: Начальник отдела		В.В Дмитриев
Главный конструктор по узлам и агрегатам		Ю.А. Пушкин



УТВЕРЖДАЮ

Директор по развитию
ПАО «Автодизель»

Н.Л. Шамаль

« 20 » 01 2022 г.

АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы
«Комплекс прикладных программ расчета гидродинамических
подшипников скольжения «ОРБИТА-Ресурс»

Комплексе прикладных программ расчета гидродинамических подшипников скольжения «ОРБИТА-Ресурс» (авторы: Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Никитин Д.Н., Худяков В.С., Шарманов П.В.) (далее – комплекс программ «ОРБИТА-Ресурс»), разработанный вузовско-академической лабораторией «Триботехника» кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» рассмотрен ИКЦ ПАО «Автодизель» и внедрен в применяемую систему расчета современной и перспективной продукции ПАО «Автодизель».

Комплекс программ «ОРБИТА-Ресурс» предназначен для расчёта характеристик радиальных гидродинамических подшипников скольжения и позволяет на ранних этапах проектирования машин оценивать износостойкость, теплонапряжённость, усталостную долговечность, энергоэффективность и ресурс подшипников.

Отличительной особенностью комплекса является возможность исследования отклонений поверхностей трения от правильной геометрической формы, реологических, вязкостно-температурных и противоизносных свойств смазочного материала на характеристики и ресурс подшипников.

Выражаем признательность за высокий научный уровень выполнения научно-исследовательской работы. Разработанный комплекс программ «ОРБИТА-Ресурс» позволит значительно расширить возможности моделирования и проведения расчетов особенно при проектировании перспективных двигателей внутреннего сгорания.

Главный конструктор по компоновке

С.Н. Стептянин