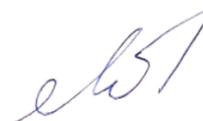


На правах рукописи



Леванов Игорь Геннадьевич

ОЦЕНКА РЕСУРСА СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ  
ТУРБОПОРШНЕВЫХ МАШИН С УЧЁТОМ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ  
МАТЕРИАЛОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗНАШИВАНИЯ

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

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Челябинск – 2022

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)».

Научный консультант: **Задорожная Елена Анатольевна** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Официальные оппоненты: **Корнаев Алексей Валерьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г. Орёл

**Мукутадзе Мурман Александрович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону

**Калимуллин Руслан Флюрович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», г. Оренбург

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Защита состоится «27» апреля 2022 г., в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351)267-93-06, e-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на официальном сайте:

<https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/levanov-igor-gennadevich>

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 202\_ г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** Вопросы надёжности машин всегда были актуальны для промышленности, а повышение их ресурса – важная задача, имеющая большое экономическое значение. Огромный резерв повышения эффективности производства и производительности труда заключается в решении проблемы надёжности вновь создаваемых и эксплуатирующихся машин. Особое место эти вопросы занимают на этапе проектирования машин, когда принимаются принципиальные решения о конструктивном исполнении деталей и их сопряжений, применяемых материалах и технологиях, обеспечивающих требуемый уровень надёжности, определяющих затраты при дальнейшей эксплуатации машины. В этой связи тема исследования является актуальной, поскольку затрагивает проблемы прогнозирования и обеспечения показателей надёжности (наработка на отказ, ресурс) одного из самых распространённых сопряжений деталей машин в технике – подшипника скольжения (ПС), то есть опоры или направляющей, в которой видом относительного движения является скольжение.

ПС являются неотъемлемыми элементами конструкции многих поршневых, роторных машин и технологического оборудования в самых разных отраслях промышленности: машиностроении и автомобилестроении, приборостроении, станкостроении и др. Типичными машинами, в конструкции которых не обойтись без ПС являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и агрегаты их наддува (турбокомпрессоры), поршневые компрессоры, кривошипно-шатунные прессы, насосы, турбины энергоагрегатов, прокатные станы и пр. Шатунные и коренные подшипники коленчатого вала, подшипники верхней головки шатуна, сопряжения «поршень-цилиндр», «кольцо-цилиндр» – все эти сопряжения относятся к ПС и являются динамически нагруженными (сложнонагруженными).

При этом ПС определяют безотказность работы машин и оборудования, а их ресурс лимитируется состоянием (износом) рабочих поверхностей, называемых поверхностями трения. Например, ресурс подшипников коленчатого вала ДВС определяется состоянием и геометрическими размерами поверхностей шеек и внутренней поверхности вкладышей, ресурс цилиндропоршневой группы ДВС или компрессора определяется состоянием поверхности поршня, цилиндра, рабочих поверхностей поршневых колец. ПС машин являются сопряжениями, лимитирующими ресурс машин и определяющими безопасность их эксплуатации.

Как правило, отказы ПС машин и технологического оборудования приводят к их полной остановке, прекращению производственных процессов, значительным временным и финансовым затратам. В связи с этим прогнозирование ресурса ПС является **актуальной научной проблемой** как на этапе проектирования, так и на этапе эксплуатации машин и оборудования, что требует развития моделей отказов, методов расчёта ресурса ПС на основе физики процессов с учётом конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции ПС, процессы, сопровождающие их работу, разнообразны и сложны. Особое место занимают процессы изнашивания поверхностей трения ПС, решающую роль в которых играют смазочные материалы (СМ). Поскольку в основе прогнозирования ресурса ПС лежат их расчёты на износ, то развитие методов моделирования процессов изнашивания является также актуальной задачей.

Одной из главных задач машиноведения как науки становится адаптация накопленных знаний, методик, методов проектирования, результатов экспериментальных исследований для применения в инженерной практике и создания машин и механизмов нового поколения. Для современного этапа развития инженерной деятельности характерно сокращение продолжительности разработки машин и оборудования за счёт широкого применения электронно-вычислительной техники и специального программного обеспечения (ПО), позволяющих повышать качество и скорость проектирования, реализовывать принципы системного моделирования. Широко применяются программные средства моделирования для выполнения расчётов на прочность деталей машин, анализа гидро- и газодинамических процессов при обосновании технических решений, однако при проектировании недостаточно внимания уделяется расчётам деталей машин на износ. По-прежнему конструкторы опираются во многом на существующие аналоги. В то время, как применение расчётов деталей машин и их сопряжений на износ в практике проектирования позволяет значительно уточнять прогнозные показатели долговечности машин, существенно уменьшать трудоёмкость работ при исследованиях, испытаниях и совершенствовании машин.

Важной проблемой сегодня является техническая и технологическая зависимость России от Запада. Особенно ощущается эта зависимость в машиностроении и проявляется в виде использования иностранного оборудования, ПО, материалов. В некоторой степени это представляет угрозу научно-технологической безопасности страны, о которой в последнее время говорится всё чаще во многих работах. Аналогию можно найти в сфере научно-технических разработок машин и ПО для проектирования. Несмотря на попытки ограничить применение иностранного ПО при разработке отечественной техники, а также направленность на приоритетное использование отечественного инженерного ПО, доля иностранных программ в структуре инженерного ПО на российских предприятиях составляет не менее 50%. Такая ситуация в будущем может привести к отставанию, поскольку ограничивает развитие отечественных разработчиков ПО. В этой связи развитие методов расчёта ресурса и моделирования изнашивания деталей машин является актуальным, а их реализация в виде отечественных инженерных программных решений вносит существенный вклад **в развитие научно-технического потенциала страны и обеспечение технической независимости от западных технологий.**

**Степень разработанности темы исследования.** Значительный вклад в разработку методик расчёта ПС и моделирования их изнашивания внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: И.Г. Горячева, 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, В.К. Румб, И.В. Мухортов, Н.А. Хозенюк, К.В. Гаврилов, Н.Н. Типей, T.W. Bates, J.F. Booker, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, H.K. Hirani и многие другие.

Существующие сегодня методики расчёта ПС, реализованные в ряде инженерных программных комплексов, позволяют оценивать основные гидромеханические характеристики (ГМХ) ПС и работоспособность с учётом влияния многих факторов: теплообмена с окружающей средой, наличия упругих деформаций поверхностей трения, реологических свойств СМ, некруглостей шейки вала и втулки, микротекстурирования поверхностей и др. Однако, при несомненной важности этих факторов, влияние СМ на характеристики ПС учитывается только посредством вязкости и её зависимости от температуры, скорости сдвига и давления. При этом не учитывается влияние противоизносных свойств СМ, обусловленных адсорбционным действием противоизносных компонентов, входящих в состав СМ (природные поверхностно-активные вещества, синтезированные добавки), на работоспособность, ресурс ПС при наиболее важных с точки зрения работы машин видах смазки (гидродинамической, смешанной и граничной). Кроме того, несмотря на попытки описания граничного слоя смазки вязкоупругими моделями (например, Максвелла или Кельвина) при решении контактных задач, до сих пор отсутствуют инженерные методики расчёта ПС, учитывающие влияние граничного слоя СМ на распределение контактных давлений при соприкосновении элементов ПС. Это обстоятельство обусловлено тем, что: только на этапе формирования находятся математические модели, описывающие физико-химическое взаимодействие противоизносных присадок СМ с поверхностями трения, образование и разрушение полимолекулярного адсорбционного граничного слоя; слабо изучены физико-механические свойства адсорбционных граничных слоёв, образуемых современными СМ, и их зависимости от условий работы (нагрузки, температуры, скорости скольжения).

Несмотря на достаточно большое количество теоретических и экспериментальных исследований, посвящённых ПС, требуется дальнейшее развитие моделей расчёта изнашивания ПС и методологии прогнозирования их ресурса в условиях гидродинамической, смешанной и граничной смазок с учётом особенностей поведения СМ и их противоизносных свойств, соответствующее совершенствование алгоритмического и программного обеспечения.

Всё выше сказанное предопределило **цель исследования** – разработку комплекса математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в сложнагруженных ПС при любых возможных режимах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

**Задачи исследования** сформулированы следующим образом:

1. Исследовать влияние противоизносных компонентов в смазочных маслах на условия, при которых происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный, а также возможности управления надёжностью ПС за счёт изменения состава СМ и его противоизносных свойств.

2. Разработать методику моделирования процесса изнашивания сложнонагруженных ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения.

3. Предложить концепцию оценки ресурса сложнонагруженных ПС турбопоршневых машин, основываясь на алгоритмах и методах решения гидродинамической задачи с учётом влияния противоизносных свойств СМ в процессе изнашивания на гидромеханические характеристики ПС.

4. Разработать ПО для анализа усталостного и абразивного изнашивания сложнонагруженных ПС и оценки их ресурса, провести параметрические исследования на примере таких поршневых машин, как двигатели внутреннего сгорания, и сравнить результаты с известными экспериментальными данными.

5. На основе результатов параметрических исследований предложить технические решения, позволяющие снизить интенсивность абразивного изнашивания ПС, повысить их надёжность и ресурс.

**Объект исследования.** Процессы, происходящие в системе «шип-смазочный слой-подшипник» при гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки в процессе динамического нагружения трибосопряжения.

**Предмет исследования.** Взаимосвязи и закономерности изменения элементов и параметров системы «шип-смазочный слой-подшипник» при гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки в процессе динамического нагружения трибосопряжения.

**Методы исследования.** Имитационное моделирование, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования ПС и СМ.

В процессе выполнения исследования получены следующие **новые научные** результаты прикладного и теоретического характера, **выносимые на защиту**:

1. результаты экспериментальных исследований влияния противоизносных компонентов в маслах различного назначения на работоспособность гидродинамического подшипника скольжения, показывающие возможность управления за счёт состава СМ условиями работы подшипника, при которых происходит смена режима смазки с гидродинамического на граничный;

2. математическая модель смазочного слоя сложнонагруженного ПС, учитывающая явление существования высоковязкого граничного смазочного слоя (ВГСС) на поверхностях трения ПС и его разрушения под действием сдвига, отличающаяся тем, что для описания явления разрушения этого слоя использован степенной закон, учитывающий толщину и устойчивость ВГСС к сдвигу.

3. концепция оценки ресурса сложнонагруженных ПС, отличающаяся тем, что основана на определяющей роли СМ в процессах изнашивания и экспериментально-расчётных методах их моделирования;

4. результаты оценки влияния противоизносных свойств СМ на скорость изнашивания, ресурс и ГМХ подшипников скольжения турбопоршневых машин на примере двигателей внутреннего сгорания и турбогенератора, что позволяет решать обратную задачу – создание поверхностей трения ПС и СМ, обеспечивающих требуемый ресурс с точки зрения практического применения машины.

5. закономерность изменения критического значения характеристики режима работы ПС в зависимости от уровня противоизносных свойств СМ.

**Теоретическая значимость исследования.** Предложена новая концепция оценки ресурса сложнагруженных ПС, ведущая роль в которой отводится влиянию противоизносных свойств СМ, обусловленных адсорбционным высоковязким граничным слоем, на скорость изнашивания поверхностей трения ПС. Методика расчёта сложнагруженных ПС дополнена методом расчёта ресурса ПС с учётом противоизносных свойств СМ при гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки.

**Практическая значимость исследования.** Разработано программное обеспечение [47-58], которое даёт возможность на ранних этапах проектирования машин с ПС проводить вычислительные эксперименты и оценивать принятые технические решения с позиции ресурса, а также обосновывать: применение конструктивных и смазочных материалов, требования к ним и к качеству обработки поверхностей трения, требования к системам тонкой и грубой очистки СМ, предельные условия нагружения, предельный износ.

Предложены конструкции модельных узлов ПС, позволяющие расширить возможности серийных машин трения ИИ-5018 и УМТ-2168 для исследования процессов, происходящих в смазочном слое ПС при жидкостной и граничной смазке. Разработаны и запатентованы технические решения, позволяющие повысить ресурс работы гидродинамических ПС, в частности, ПС поршневых и роторных машин [59-63]: двухступенчатый масляный фильтр, масляный фильтр с сигнальным устройством, разборный масляный фильтр, сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра. Последнее может являться составной частью системы оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ПС на борту транспортной машины или в составе технологического оборудования.

На основе разработанных методов моделирования изнашивания с применением созданных алгоритмов и ПО выполнена расчётная оценка ресурса по износу шатунных подшипников перспективного семейства двигателей типа 12ЧН 18,5/21,5 и даны рекомендации заводу-изготовителю по повышению ресурса подшипников.

Основные разделы диссертации подготовлены при проведении фундаментальных и прикладных исследований в рамках: проектов Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554, 2007–2009 годы, проекты № 16-08-00990 А, № 16-08-01020 А, 2016-2018 годы, № 20-48-740007, 2021 год); проектов Министерства образования и науки Российской Федерации (РНП 2.1.2.2285, №П503 от 5.08.2009, № 16.740.11.0073 от 1.09.2010, № П2019 от 2.11.2009, соглашение № 14.577.21.0102); НИОКР «Создание конструкций и организация промышленного производства подшипников коленчатого вала для обеспечения разработки базовых образцов дизельных двигателей и их последующей модернизации» (шифр «Аналогия», ОАО «НИИД», государственный контракт от 07.06.2013 г. № 13411. 1370399.20.003 с Министерством промышленности и торговли РФ, 2013-2015 годы); НИОКР «Разработка эскизной и рабочей конструкторской документации поршня для дизельных двигателей размерности

18,5/21,5 с цилиндровой мощностью 240 кВт и изготовление экспериментальных и опытных образцов такого поршня» (10.3-37.38-18/368, № 2018549 с ООО «Уральский дизель-моторный завод») и др.

**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 исследователей.

**Реализация.** Результаты работы использованы при проектировании подшипников двигателей внутреннего сгорания в ГСКБ «Трансдизель», ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» г. Челябинск, в частности, при выполнении НИОКР «Разработка технологии производства унифицированного ряда высокофорсированных дизельных двигателей мощностью 650-900 л.с.» (шифр «Дизель-Б»), ООО «Уральский дизель-моторный завод» г. Екатеринбург. Разработанные методы физического моделирования гидродинамических ПС, а также конструкции модельных ПС составляют базу для комплекса лабораторных работ в дисциплинах «Основы трибологии», «Триботехника» с 2019 года и используются в учебном процессе при подготовке бакалавров, магистров и аспирантов на автотранспортном факультете Южно-Уральского государственного университета. Специальные версии программных комплексов [47-57] используются при выполнении выпускных квалификационных работ и в процессе научно-исследовательской деятельности студентов.

**Апробация результатов.** Основные результаты диссертационного исследования были обсуждены на конференциях, конгрессах и технических семинарах различного уровня: Международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2009 г.), «Трибология-машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010 г.), «УРАЛ-ТРИБО» (Челябинск, 2014), ICIE (Челябинск, 2016, 2017), «Современное машиностроение: Наука и образование MMESE» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2020), «SERBIATRIB'15», «SERBIATRIB'17» (Serbia, Belgrade, 2015, Kragujevac, 2017), «BULTRIB'16», «BULTRIB'18» (Bulgaria, Sofia, 2016, 2018), «BALKANTRIB'20» (Serbia, Belgrade, 2021); Международном Конгрессе двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2010 г); Международном техническом семинаре 16th EDF/Pprime Workshop: «Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime» (France, Futuroscope, 2017); научно-технических конференциях ЮУрГУ (Челябинск, 2009–2021 гг.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 63 научных работы, включая 17 статей в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 11 статей в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science, 12 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ, 5 патентов на полезные модели.

**Структура и объём диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и 8 приложений, изложена на 376 странице машинописного текста, включая 123 иллюстрации, 13 таблиц, 75 формул и библиографический список, содержащий 314 наименований.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

**В первой главе** рассмотрены: основные подходы, используемые при прогнозировании ресурса машин; виды изнашивания ПС; критерии перехода между жидкостным и граничным видом смазки в подшипниках; некоторые работы, посвящённые моделированию изнашивания подшипников при полужидкостной и граничной смазке; оборудование для изучения условий работы ПС; современное программное обеспечение, позволяющее моделировать ПС.

Вопросам изучения и моделирования работы подшипников скольжения посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей. Неоценимый вклад в становление и развитие гидродинамической теории смазки, контактно-гидродинамической теории, механики контактного фрикционного взаимодействия и др., а также и их применения к расчётам подшипников скольжения внесли отечественные и зарубежные инженеры, учёные, исследователи: К.С. Ахвердиев, А.К. Бояршинова, А.Г. Бургвиц, М.В. Ветров, И.Г. Горячева, А.И. Голубев, А. Гросс, К.В. Гаврилов, Л. Гюмбель, Я.И. Дабкин, П. Дюбуа, А.К. Дьячков, Н.Е. Жуковский, Г.А. Завьялов, Е.А. Задорожная, С.М. Захаров, А. Зоммерфельд, Р.Ф. Калимуллин, В. Г. Караваев, А. Кингсбюри, С. Кристенсен, Д.С. Коднир, В.Н. Константинеску, А.В. Корнаев, М.В. Коровчинский, И.В. Крагельский, Н.С. Маляр, Э. Мичелл, М.А. Мукутадзе, А.К. Никитин, Б. Ньюкирк, Н.П. Петров, М.Е. Подольский, О. Пинкус, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, О. Рейнольдс, В.К. Румб, Л.А. Савин, Б.М. Силаев, Ф.П. Снеговский, И.А. Солдатенков, А. Стодола, В.И. Суркин, Б. Тауэр, И.А. Тодер, И.Я. Токарь, Т. Тейлор, К. Тондер, Н.Н. Типей, П.П. Усов, Х. Хан, М.Г. Ханович, Дж. Хейс, Н.А. Хозенюк, С.А. Чаплыгин, Г. Якобсон, С.А. Янковский, T.W. Bates, G. Buker, D.R. Chen, H.G. Elrod, L. Floberg, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, H.K. Hirani, M. Kandeva-Ivanova, F.W. Ocvirk, R.S. Paranjpe, J. Schibel, W. Stieber, H.W. Swift, A. Venci и многие другие. Обстоятельный обзор работ в области гидродинамической теории смазки с делением на этапы развития и рассмотрением тенденций представлен в работах С.М. Захарова.

Всё многообразие исследовательских работ условно можно разделить на две группы. К первой наиболее многочисленной группе относятся исследования, рассматривающие ПС в жидкостном режиме трения, основанные на гидродинамической теории смазки. Ко второй группе относятся исследования, в которых учитывается смена вида смазки в ПС от жидкостного к граничному.

Динамически нагруженным (нестационарно-нагруженным, сложно-нагруженным) подшипникам скольжения посвящены работы А.Г. Бургвица, М.К. Ветрова, А.К. Дьячкова, С.М. Захарова, С.В. Куцаева, М.В. Коровчинского, П.И. Орлова, В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, И.Я. Токаря, А.Е. Языкова и других. Характерным для всех работ является исследование подшипников при жидкостной смазке. Результатом расчёта подшипника является траектория движения центра шипа в подшипнике, а также набор ГМХ

подшипника, к которым относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя  $h(t)_{min}$  и максимального гидродинамического давления  $p(t)_{max}$ , а также их экстремальные  $inf h_{min}$ ,  $sup p_{max}$  и средние  $h_{min}^*$ ,  $p_{max}^*$  за цикл нагружения  $t_{ц}$  величины, эффективная температура смазочного слоя  $T_{э}$ , мгновенные и средние потери мощности на трение  $N(t)$ ,  $N^*$ ; расходы СМ  $Q_B(t)$ ,  $Q_B^*$ . На основе анализа этих характеристик делается вывод о работоспособности подшипника, о влиянии конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на его работоспособность.

Развитие исследований первой группы происходило в направлении учёта наиболее значимых факторов, влияющих на работоспособность подшипников: неизотермичности течения смазки; неньютоновских свойств смазочных материалов; несоосности шипа и подшипника; учёт разрыва масляной плёнки; учёт деформации поверхностей трения; отклонения поверхностей трения от правильной цилиндрической формы и др.

За рубежом развитие исследований в области моделирования динамически нагруженных подшипников скольжения, работающих при жидкостной смазке, связано с работами T.W. Bates, J. F. Booker, J. Campbell, B. Fantino, G. Goodwin, P.K. Goenka, D. Holland, F.W. Ocvirk, R. Paranjpe, O. Pinkus, M. Tanaka, B.P. Williamson и др.

Наименее изученными остаются вопросы граничной смазки. До сих пор не разработаны корректные инженерные методики расчёта деталей машин, в том числе и подшипников скольжения, работающих при граничной и комбинированной смазке. При этом граничная смазка является самостоятельным направлением исследований, которому посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных учёных, таких как А.С. Ахматов, Ф.П. Боуден, И.А. Буяновский, Г.В. Виноградов, В.А. Годлевский, Б.В. Дерягин, Н.Б. Демкин, И.В. Крагельский, Б.И. Костецкий, В.А. Левченко, Р.М. Матвеевский, П.А. Ребиндер, Д. Тейбор, У.Б. Харди, Г.И. Фукс, М.М. Хрущов и др.

Моделирование изнашивания подшипников скольжения основано на совместном решении гидродинамической и контактной задачи. Контактное взаимодействие описывается с помощью моделей Арчарда, Гринвуда-Триппа и модели, основанной на молекулярно-механической теории усталостного изнашивания И.В. Крагельского.

Прогнозирование износа подшипников основано на методе имитационного моделирования. Известны методы учёта наличия повреждений на поверхности вкладышей подшипников, оказывающие влияние на распределение гидродинамических давлений. Наиболее перспективным считается направление, развивающее экспериментально-расчётные методы прогнозирования ресурса, основанные на физических представлениях о процессе изнашивания. При этом необходимо основываться на прогнозировании ресурса подшипников по отдельным видам изнашивания.

Для верификации расчётных моделей и изучения процессов трения, смазки и изнашивания гидродинамических ПС применяются экспериментальные исследования натуральных образцов подшипников. При этом испытательные установки (преимущественно иностранного производства: KS Gleitlager, LP-06

MIBA-Bearing Group, JBM PCS Instruments и др.) не являются универсальными машинами трения, а используются только для ПС. Много внимания уделяется моделированию режима пуска и остановки подшипника. Известные сегодня и серийно-выпускаемые отечественные машины трения (УМТ-2168, ИИ-5018) не позволяют проводить исследования процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения в силу конструктивных недостатков и требуют доработки.

В зависимости от стадии проектирования машины или механизма для моделирования ПС используется ПО с разным уровнем детализации процессов. На ранних стадиях (техническое предложение, эскизный проект) применяется, как правило, ПО, использующее одномерные (1D) или двухмерные (2D) модели ПС. Для более поздних стадий (технический проект, разработка конструкторской документации) используются уже трёхмерные (3D) модели.

Среди наиболее известных программ, позволяющих моделировать гидродинамические ПС можно выделить:

- AVL EXCITE Designer, AVL EXCITE Power Unit (Австрия), предназначенные для создания кривошипно-шатунных механизмов ДВС на ранних стадиях проектирования;

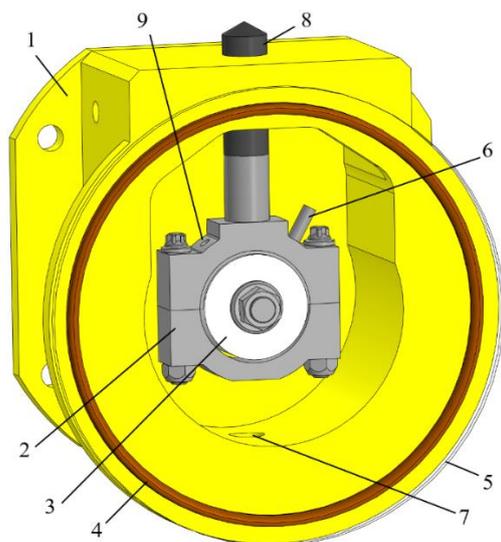
- Tribo-X (входит в Ansys), FLARE (General Motors, США), GT-SUITE, «Orbit» или «ENGDYN» (inc. Ricardo, Англия).

Моделирование гидродинамических ПС в 3D постановке осуществляется в таких программах как ANSYS, ABACUS, COMSOL и др. Эти программные комплексы представляют собой мультидисциплинарные пакеты инженерного анализа, требуют значительных вычислительных ресурсов, временных затрат на правильную подготовку расчётных моделей, решение узкоспециализированных задач в них, как правило, очень трудоёмко, требуется специальная подготовка пользователя.

Во многих исследованиях отмечают проблему учёта противоизносных свойств масел при моделировании ПС. В некоторых программных комплексах доступно большое разнообразие реологических моделей СМ, позволяющих описать неньютоновское поведение, например, зависимость вязкости загущенных всесезонных моторных масел не только от температуры и давления, но и от скорости сдвига. Эти факторы могут быть успешно учтены разными зависимостями, например, степенным законом Оствальда-де-Вейла (зависимость вязкости от скорости сдвига), формулой Фогеля (зависимость вязкости от температуры), формулой Баруса (зависимость вязкости от давления). Однако, других критериев, способных различить СМ, например, по противоизносным свойствам, современные программные комплексы не предоставляют. Это во много объясняется сложностью моделирования процессов, сопровождающих граничную смазку, переход от жидкостной смазки к граничной, а также тем, что математические модели, описывающие эти процессы, разработаны недостаточно.

На основании выполненного обзора отечественных и зарубежных источников научно-технической информации, ПО для моделирования ПС, а также экспериментального оборудования поставлены цель и задачи исследования.

Поскольку физика процессов изнашивания в ПС является основой для расчёта и прогнозирования их ресурса, то в первую очередь было проведено физическое моделирование ПС при работе на различных маслах с добавлением



1 – доработанная камера трения машины ИИ-5018; 2 – корпус подшипника с углом охвата 180 градусов; 3 – ролик; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – защитное стекло; 6 – штуцер для подвода масла под давлением; 7 – отверстие для слива масла в бак; 8 – нагрузитель; 9 – место установки термомпары

Рисунок 1 – Модельный радиальный ПС для машины ИИ-5018

противоизносных компонентов. Этим экспериментальным исследованиям посвящена **вторая глава** диссертационной работы. В результате был установлен характер влияния некоторых противоизносных компонентов в маслах различного назначения на условия смены режима смазки в ПС с жидкостного на граничный, что послужило основой для разработки математической модели смазочного слоя сложнагруженного ПС, учитывающей особенности взаимодействия СМ с поверхностями трения.

Экспериментальные исследования были проведены на модернизированной машине трения ИИ-5018 с новым модельным ПС (рисунок 1), автономной системой смазки подшипника под давлением с возможностью поддержания и регулирования температуры подачи СМ.

В качестве смазочных материалов в эксперименте использовались моторные масла классов вязкости SAE 5W-40, 0W-20, индустриальное масло И-40А, гидравлическое масло ВМГЗ-45. С помощью ротационного вискозиметра Rheotest 4.1 были получены вязкостно-температурные характеристики указанных СМ. Дополнительно была измерена высокотемпературная высокоскоростная вязкость моторных масел с помощью имитатора конического подшипника Tannas TBS для оценки степени снижения вязкости при увеличении скорости сдвига. Наличие подробных вязкостно-температурных характеристик масел является необходимым для корректной обработки результатов эксперимента, а также последующего моделирования работы и изнашивания ПС.

Результаты экспериментальных исследований представляют собой диаграммы Герси-Штрибека, полученные для модельного ПС (диаметр 47,8 мм, ширина 21 мм, относительный зазор  $\psi=2,29 \cdot 10^{-3}$ ), смазываемого различными маслами (рисунки 2-4, ). Результаты экспериментов с различными маслами и добавками подтверждают определяющую роль смазочного материала и его индивидуальных противоизносных свойств, обусловленных способностью образовывать адсорбционный граничный слой, в формировании условий, при которых происходит смена видов смазки в подшипниках скольжения с жидкостной

на граничную. Что в свою очередь определяет процессы изнашивания подшипника и его ресурс.

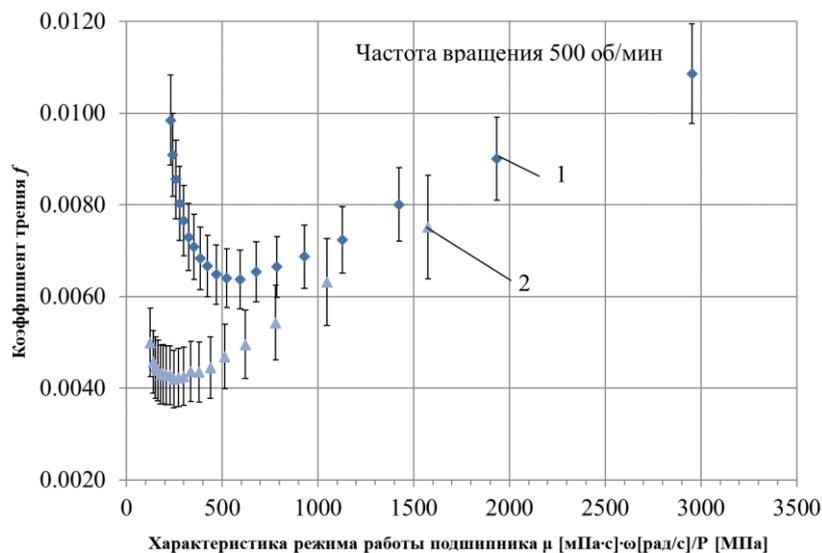
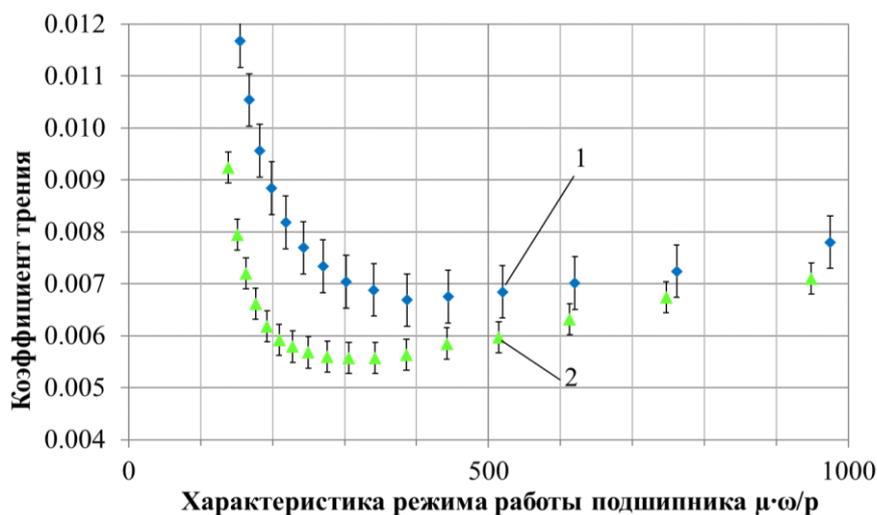


Рисунок 2 – Диаграммы Герси-Штрибека для модельного подшипника при смазке моторными маслами классов SAE 5W-40 (1) и 0W-20 (2)



1 – чистое масло И-40А; 2 – И-40А с добавлением олеата меди

Рисунок 3 – Диаграмма Герси-Штрибека при смазке подшипника чистым маслом И-40А и маслом И-40А с добавление олеата меди

В частности, добавление противоизносной композиции, содержащей сложные эфиры этилендиаминтетрауксусной кислоты (ЭДТУК) существенно влияет на смену видов смазки в подшипнике (рисунки 4-5). При смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки ЭДТУК резкий рост коэффициента трения, свидетельствующий о начале граничного трения и перекрытия микронеровностей наблюдается при значениях характеристики режима работы подшипника менее 60. Добавление в масло 1,5% ЭДТУК меняет картину. Рост коэффициента трения начинается при характеристике режима работы менее 40. Этот эффект

обусловлен изменением структуры и свойств адсорбционных граничных слоёв, и, следовательно реологических свойств ВГСС.

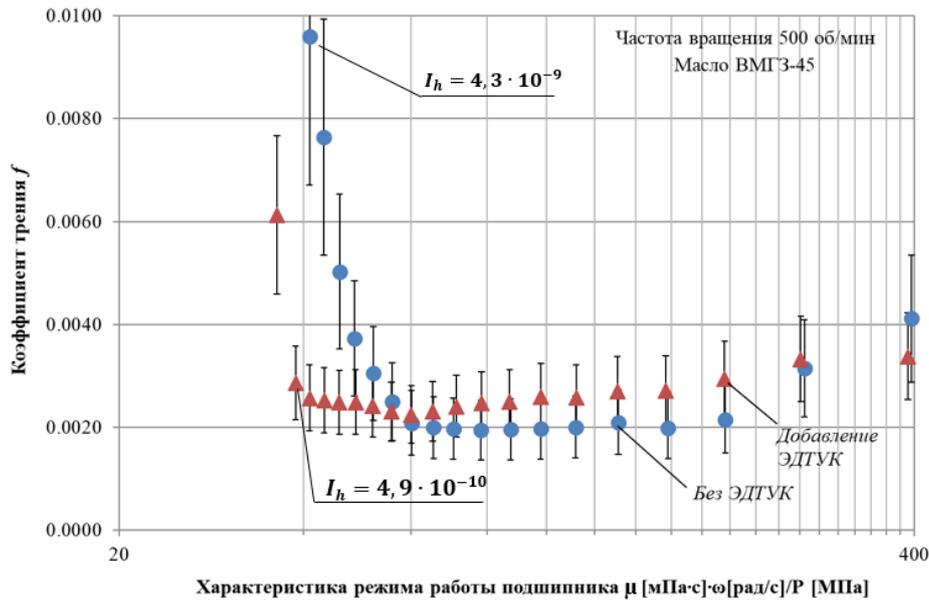


Рисунок 4 – Диаграмма Герси-Штрибека для испытываемого подшипника при смазке гидравлическим маслом ВМГЗ-45 без ЭДТУК и с добавлением 1,5% ЭДТУК

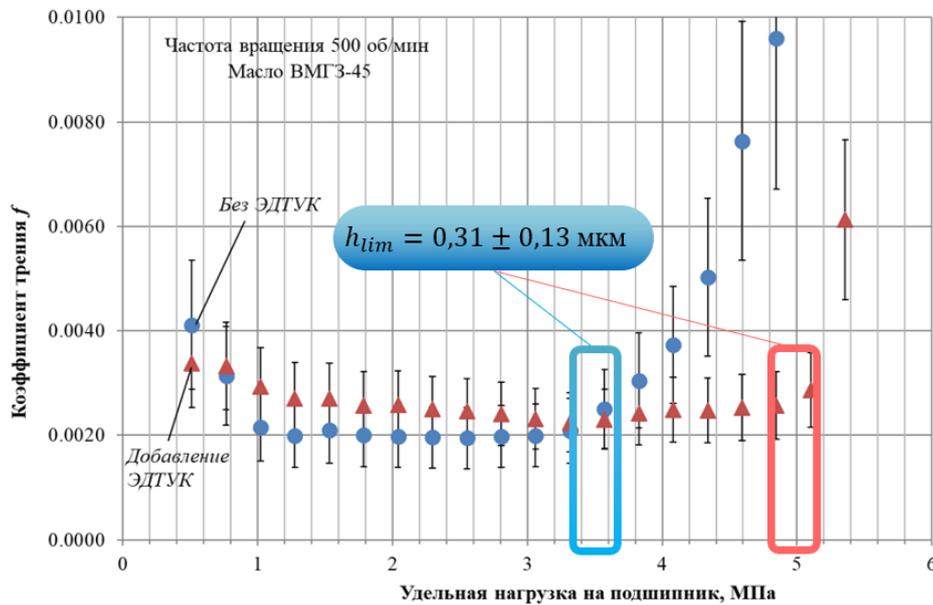


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента трения от удельной нагрузки на подшипник

Из рисунка 4 видно, что при смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки ЭДТУК при характеристике режима 40 коэффициент трения увеличивается в пять раз относительно масла с добавкой ЭДТУК. В специально поставленном эксперименте была определена линейная интегральная интенсивность изнашивания  $I_h$ , которая, как видно, отличается более чем на 80%.

Противоизносная композиция ЭДТУК содержит сложные эфиры этилендиаминтетрауксусной кислоты с одним или несколькими одноатомными спиртами, содержащими 7 и более атомов углерода. В ряде случаев данная присадка превосходит по эффективности диалкилдитиофосфаты цинка и триарилфосфотрионаты, которые традиционно применяются в качестве противоизносных добавок. Данный эффект авторы композиции – И.В. Мухортов и К.А. Якунина объясняют оптимальным сочетанием адсорбционной активности углеводородных радикалов, удерживающих молекулы базового масла на поверхности адсорбированного слоя эфира.

Если представить результаты измерений коэффициента трения в зависимости от удельной нагрузки на подшипник, то разница между маслом с добавкой и без неё видна ещё более отчётливо (рисунок 5).

Из рисунка 5 видно, что существует область удельных нагрузок от 1 до 3,2 МПа, в которой коэффициент трения меняется незначительно, оставаясь практически постоянным. При этом после добавления в масло присадки ЭДТУК эта область расширяется до 4,8 МПа. Другими словами, минимальная толщина смазочного слоя достигает критического значения при более высоких удельных нагрузках на подшипник в случае добавления в масло ЭДТУК, что обусловлено повышением устойчивости адсорбционного граничного слоя, который сопротивляется сдавливанию.

На основе полученных экспериментальных результатов в дальнейшем может быть создана отечественная база данных, позволяющая оценивать степень влияния различных СМ на работоспособность подшипников скольжения и тем самым принимать обоснованные технические решения при проектировании ПС машин.

**В третьей главе** представлены основные допущения и положения методики для моделирования процессов смазки и изнашивания в динамически нагруженном ПС с учётом неньютоновских и индивидуальных противоизносных свойств смазочного материала, описанных в результатах экспериментальных исследований.

Моделирование изнашивания подшипников скольжения основано на методе, предложенном С.М. Захаровым, заключающемся в воспроизведении характерных режимов работы подшипника в составе машины, определении ГМХ подшипников на этих режимах, расчете износа шейки вала и подшипника с учетом разных механизмов изнашивания, имеющих место в данном сопряжении. Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических ПС представлена на рисунке 6.

**Определение гидромеханических характеристик подшипника.** Все известные методики расчёта ресурса по износу и моделирования изнашивания гидродинамических ПС основываются на результатах решения *гидродинамической задачи*.

Результатом расчёта подшипника на основе гидродинамической теории смазки является набор ГМХ, позволяющих оценить их теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность, а также расчетные траектории, по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры подвижных элементов подшипника.

Важным параметром, характеризующим вероятность возникновения 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 при граничной смазке).

С точки зрения моделирования изнашивания подшипника ключевым является распределение минимальной толщины смазочного слоя по угловой координате подшипника для стационарной нагрузки или распределение по углу поворота вала для нестационарной

нагрузки. 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.

Расчёт ГМХ подшипников основан на решении трех взаимосвязанных задач: расчёт динамики подвижных элементов подшипника; определение гидродинамических давлений в тонком смазочном слое; оценка теплового состояния элементов подшипника.

Задача расчёта динамики подшипника сводится к построению траектории движения центра масс каждого подвижного элемента (например, коренной шейки, поршневого пальца) под действием внешней периодической нагрузки. Типичными представителями динамически нагруженных подшипников скольжения являются подшипники коленчатого вала ДВС, опоры роторов турбомашин, компрессоров и др. (рисунок 7). Траектория строится по координатам, получаемым в результате решения



Рисунок 6 – Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических подшипников скольжения

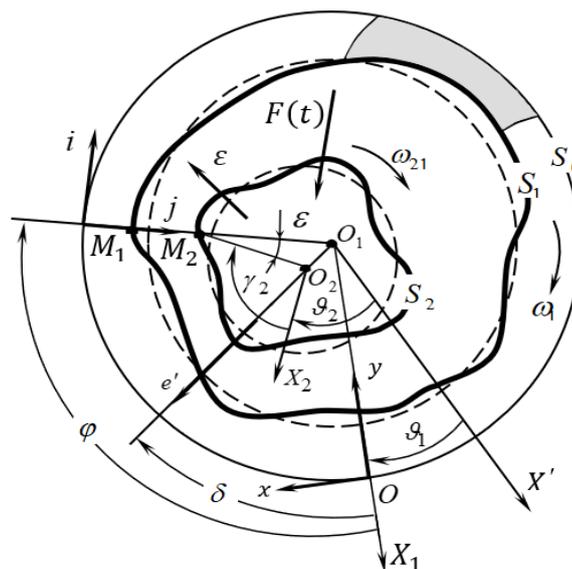


Рисунок 7 – Сечение радиального гидродинамического ПС

уравнений движения (равновесия), интегрирование которых осуществляется методом формул дифференцирования назад, описанного в работах В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, К.В. Гаврилова и др.

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя, определяется интегрированием уравнения Рейнольдса при граничных условиях Свифта-Штибера (или Якобсона-Флобера-Ольсона) с учётом наличия на поверхностях трения источников подачи смазки (отверстий, канавок).

Варьируя количество и расположение источников смазки на поверхности трения ПС можно смоделировать некоторые повреждения, например, выкрашивание поверхности антифрикционного слоя, глубокие царапины, и оценить влияние таких повреждений на несущую способность подшипника, ресурс и другие характеристики на ранней стадии проектирования.

Уравнение Рейнольдса решается с помощью разработанного в работах В.Н. Прокопьева, Е.А. Задорожной адаптивного многосеточного алгоритма, который позволяет получить распределение давлений в смазочном слое с точностью до  $10^{-4}$ . При необходимости, поле гидродинамических давлений может быть найдено с применением модифицированного уравнения Элрода [8] для того, чтобы учесть влияние степени заполнения зазора СМ на давления.

Для оценки теплового состояния ПС использовался изотермический подход, основанный на уравнении теплового баланса, отражающего равенство средних за цикл значений теплоты, рассеянной в смазочном слое и теплоты, отведенной СМ, вытекающим в торцы ПС. Использование такого подхода при решении задач динамики и смазки сложнонагруженных ПС обосновано в работах В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева, С.М. Захарова и др.

Потери мощности на трение при гидродинамической смазке определялись интегрированием диссипативной функции рассеивания по объему смазочного слоя.

Известно, что смазочное действие граничных слоёв объясняется несколькими причинами, среди которых значительная анизотропия механических свойств. Граничные слои СМ способны выдерживать значительные нормальные нагрузки и при этом обладают неустойчивостью к сдвигу по плоскостям наилучшего скольжения. В связи с этим основу математической модели смазочного слоя сложнонагруженного гидродинамического ПС, учитывающей особенности реологического поведения СМ в граничном состоянии и его противоизносные свойства составляет математическая модель вязкости СМ. Предлагаемая модель, в отличие от известных, учитывает граничное состояние СМ, а именно доказанное работами А.С. Ахматова, Б.В. Дерягина и др. резкое повышение вязкости СМ вблизи границы с поверхностью трения при толщинах смазочного слоя, сопоставимых с высотой микронеровностей. При этом также учитывается зависимость вязкости СМ от температуры, давления, скорости сдвига [1-4]. Все эти факторы оказывают наибольшее влияние на вязкость СМ и, следовательно, на несущую способность ПС, чем и обусловлена необходимость их первоочередного учёта.

Особенностью предлагаемой модели является то, что она учитывает изменение свойств ВГСС по мере приближения к поверхности трения – явление разрушения упорядоченного ВГСС при высоких скоростях сдвига:

$$\mu_i = \mu^*(T_s, p, \dot{\gamma}) + \mu_s \exp\left(-\frac{y_k}{l_h(\dot{\gamma})}\right), y_k = 0 \dots h, \quad (1)$$

$$\text{где } \mu^*(T_s, p, \dot{\gamma}) = \begin{cases} \mu_1 \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s+C_3))+\beta(T_s) \cdot p}, & 1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_1; \\ (I_2)^{(n(T_s)-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s+C_3))+\beta(T_s) \cdot p}, & \dot{\gamma}_1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_2; \\ \mu_2 \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s+C_3))+\beta(T_s) \cdot p}, & \dot{\gamma} > \dot{\gamma}_2; \end{cases}$$

$\mu_s$  – параметр, который характеризует условную вязкость на бесконечно малом расстоянии от поверхности;  $y_k$  – координата по толщине смазочного слоя, направленная по нормали к поверхности трения;  $l_h(\dot{\gamma})$  – параметр, характеризующий скорость изменения вязкости граничного слоя по мере удаления от поверхности трения (является функцией скорости сдвига);  $\mu_1, \mu_2$  – первая и вторая ньютоновские вязкости, соответствующие скорости сдвига  $10 \text{ с}^{-1}$ ;  $C_1, C_2, C_3$  – эмпирические константы (индивидуальны для каждого смазочного материала);  $T_s$  – эффективная температура смазочного слоя;  $\beta(T_s)$  – пьезокоэффициент вязкости;  $\dot{\gamma}_1, \dot{\gamma}_2$  – эмпирические пороговые значения скоростей сдвига для конкретного масла;  $\mu^*(T_s, p, \dot{\gamma})$  – неньютоновская объёмная динамическая вязкость СМ, являющаяся функцией температуры, давления и скорости сдвига;  $p$  – гидродинамическое давление;  $n(T_s)$  – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения СМ, степень снижения вязкости при увеличении скорости сдвига;  $\dot{\gamma} = \bar{I}_2 = \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \bar{y}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{y}}\right)^2$  – второй инвариант скоростей сдвига.

Если смазочный слой ограничен поверхностями из разных материалов, то возникает необходимость учитывать различия их адсорбционных свойств, а также возникающего структурирующего воздействия различных материалов. В этом случае выражение (1) может принимать вид, описываемый параметрами  $l_{h_1}$  и  $l_{h_2}$ :

$$\mu_i = \mu^*(T_s, p, \dot{\gamma}) + \mu_s \left( \exp\left(-\frac{h_i}{l_{h_1}(\dot{\gamma})}\right) + \exp\left(-\frac{h-h_i}{l_{h_2}(\dot{\gamma})}\right) \right). \quad (2)$$

Значение параметра  $\mu_s$ , например, для моторных масел, которые являются вполне однотипными смазочными материалами, лежит в диапазоне  $10^5 \dots 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Этот диапазон соответствует вязкости углеводорода в твердом состоянии, т.е. вязкости парафина.

Для того, чтобы учесть явление образования и разрушение ВГСС под действием сдвига, разную сдвиговую стабильность граничных слоёв, образуемых различными по составу СМ, в математическую модель вязкости (1) и (2) предложено ввести зависимость  $l_h(\dot{\gamma})$  в виде степенного закона

$$l_h(\dot{\gamma}) = l_{h_0} \cdot \dot{\gamma}^{n-1}. \quad (3)$$

Здесь  $l_{h_0}$  представляет собой параметр, характеризующий толщину адсорбционного слоя при скорости сдвига  $\dot{\gamma} = 1 \text{ с}^{-1}$ ; показатель степени  $n$  –

характеризует устойчивость адсорбционного слоя к сдвигу (сдвиговую стабильность) и принимает значения от 0 до 1.

При  $n = 1$ ,  $l_h = l_{h_0}$  граничный слой «жесткий», не срезаемый, не разрушается при увеличении скорости сдвига и может нести сколько угодно большую нагрузку. При  $n = 0$  адсорбционные слои не устойчивы к сдвигу и не оказывают влияние на несущую способность ПС. Таким образом, следует ожидать, что для реальных смазочных материалов показатель степени  $n$  варьируется от 0,5 до 0,95. Весьма вероятна зависимость показателя степени от температуры.

Для определения параметра  $l_{h_0}$  использована методика, предложенная И.В. Мухортовым, основанная на измерении вязкости суспензий. Так, для моторных масел Shell Rimula R3X, ТНК RevolutD2, Mobil Delvac XHP были получены значения параметра  $l_{h_0}$  в пределах 30...52 нм. Эти значения индивидуальны для каждого сочетания масла и материала поверхностей трения.

Использование такой зависимости позволяет корректно моделировать влияние адсорбционного ВГСС на работу ПС и не противоречит современным представлениям о структуре смазочного слоя и возможности его надмолекулярной самоорганизации как при гидродинамической, так и при граничной смазке, описанным в работах Е.В. Березиной, В.А. Годлевского и др.

Таким образом, считается, что каждый из граничных слоёв СМ, адсорбированных на поверхности трения ПС состоит из двух областей (рисунок 9), имеющих между собой условную границу: внутренней области 1 (рисунки 9, 10) квазикристаллического строения, и полимолекулярную периферийную область 2, имеющей жидкокристаллическое строение. Кроме того, слои имеют градиент свойств (в частности, вязкости) по нормали к твердой поверхности и разделены объёмной частью 3 смазочного слоя толщиной  $h_v$  и вязкостью  $\mu_0$ , являющейся условной плоскостью симметрии, не подверженной влиянию силовых полей ограничивающих металлических поверхностей. Толщины  $h_{p1}$  и  $h_{p2}$  непосредственно прилегающих к поверхностям слоёв 1 следует понимать как «критические толщины», при превышении которых

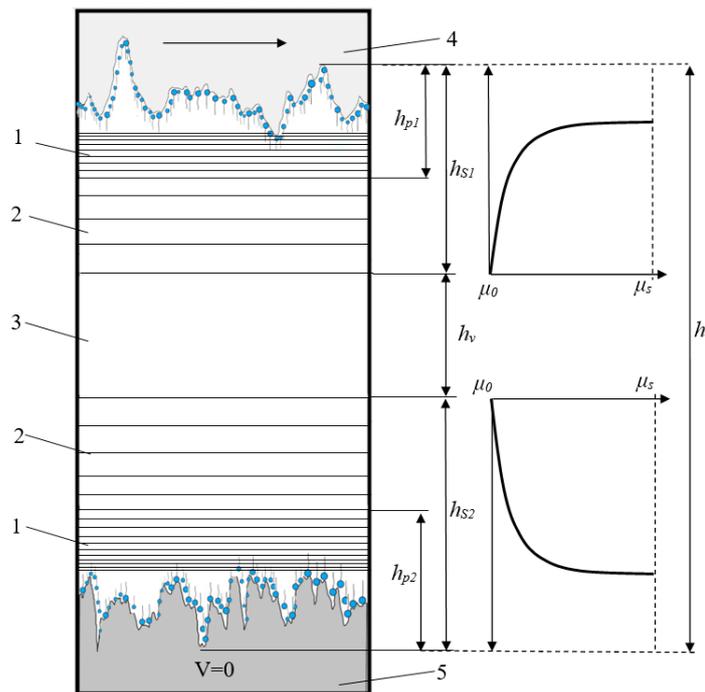


Рисунок 9 – Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя и объёмного слоя смазочного материала

начинаются первые акты скольжения последующих слоёв 2, относящихся уже ко второй, жидкокристаллической периферийной области граничного слоя, образованной в результате полимолекулярной адсорбции ПАВ.

При повышении нагрузки в условиях сдвига поверхности трения 4 и 5 сближаются, уменьшается толщина  $h_v$  объёмной части слоя 3 до  $h'_v$  (рисунок 10), в ней нарастает

скорость сдвига и, соответственно, гидродинамические давления. При этом толщины  $h_{s1}$  и  $h_{s2}$  уменьшаются под действием увеличивающейся скорости сдвига до  $h'_{s1}$  и  $h'_{s2}$ , что сопровождается ростом вязкости (сопротивления сдвигу) и силы трения, однако обеспечивается разделение поверхностей.

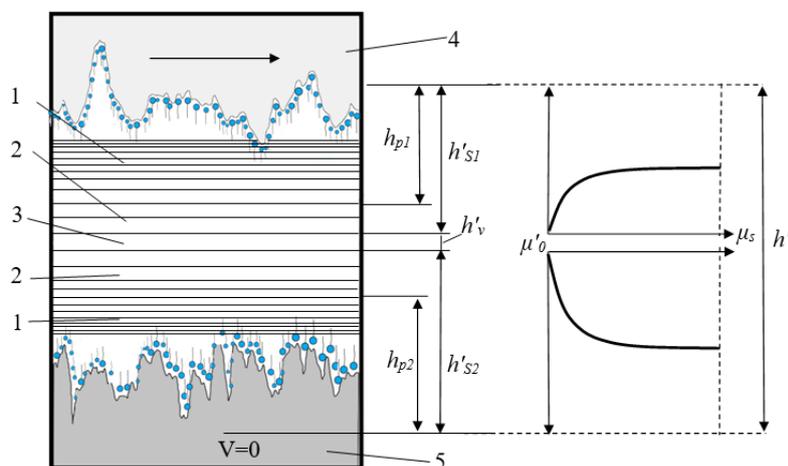


Рисунок 10 – Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя смазочного материала меньшей толщины

В зоне контакта и разрушения граничных слоёв (то есть в зоне слоя 3) вязкость также увеличивается по мере сближения поверхностей в результате роста гидродинамических давлений в этом слое, то есть  $\mu_0 < \mu'_0$ .

Совокупность выражений (1) – (3) составляет математическую модель смазочного слоя, позволяющую оценивать влияние индивидуальных противозносных свойств СМ, обусловленных наличием адсорбционного ВГСС, на смену вида смазки в подшипнике с жидкостной (гидродинамической) на граничную. Это влияние заключается в увеличении сопротивления сдавливанию смазочного слоя, которое приводит к повышению несущей способности ПС, снижению продолжительности контактного взаимодействия элементов подшипника, непосредственно контактных давлений и износа.

**Расположение и продолжительность зоны контактного взаимодействия** элементов подшипника находятся на основе распределения толщины смазочного слоя в каждый момент времени работы подшипника по его угловой координате. Контактные давления при взаимодействии микронеровностей шейки вала и подшипника определяются на основе теории Гринвуда-Триппа, которая используется в работах многих зарубежных исследователей, описывает контакт двух номинально плоских, случайно шероховатых поверхностей. Контактное давление  $p_a$  определяется произведением коэффициента упругости  $K$ , составного модуля упругости  $E^*$  и функции вида  $F_{5/2}(H_S)$ :

$$p_a = K \cdot E^* \cdot F_{5/2}(H_S), \quad \text{Н/мм}^2, \quad (4)$$

$$H_S = \frac{(h - (\bar{R}_{z1} + \bar{R}_{z2}))}{\sigma_S}, \quad (5)$$

$$E^* = \left( \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right)^{-1}, \quad (6)$$

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;  $\sigma_{S1}, \sigma_{S2}$  – среднее квадратическое отклонение микронеровностей, мкм;  $\nu_i$  – коэффициенты Пуассона;  $E_i$  – модули упругости поверхностей трения ПС.

Функция  $F_{5/2}(H_S)$  вида:

$$\begin{cases} F_{5/2}(H_S) = 4,4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_S)^{6,804}, & \text{при } H_S < 4 \\ 0, & \text{при } H_S \geq 4 \end{cases}. \quad (7)$$

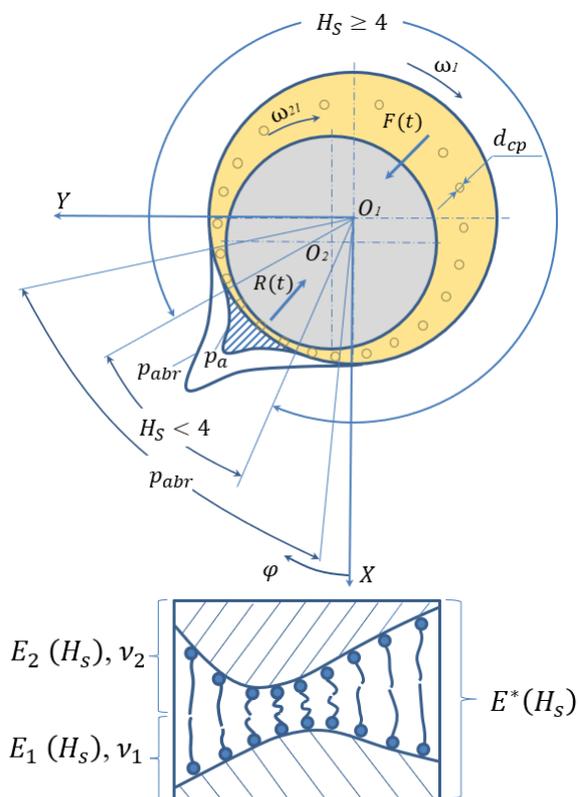


Рисунок 11 – Схема контактного взаимодействия элементов подшипника через адсорбционный слой смазки

Контактные давления  $p_{abr}$ , обусловленные действием абразивных частиц, находящихся в зазоре (рисунок 11), зависят от среднего диаметра частиц, их числа, нагрузки, глубины внедрения.

Алгоритм определения зоны контактного взаимодействия элементов подшипника, с учётом вышеизложенного, реализуется достаточно просто. На каждом шаге расчёта по углу поворота вала определяется положение шипа, распределение толщины смазочного слоя и проверяется условие (7). Задавшись средним диаметром абразивных частиц, а также параметрами шероховатости поверхностей шипа и подшипника, определяется зона контактного взаимодействия и распределение контактных давлений, необходимое для определения интенсивности изнашивания и износа поверхностей трения, а также определения потерь мощности на трение, обусловленных контактным взаимодействием элементов подшипника.

Из формулы (4) следует, что на распределение контактных давлений не учитывается влияние СМ, находящегося на поверхностях трения. То есть значения контактных давлений в этом случае получаются несколько завышенными. Однако, наличие смазки оказывает определяющее воздействие на

контактные параметры благодаря, в частности, вязкоупругости граничного слоя. Из работ А.С. Ахматова и др. известно, что граничный слой смазки обладает собственным модулем упругости, который имеет градиент по нормали к поверхности (с уменьшением толщины граничного слоя его модуль упругости увеличивается). И логичным видится предложение о введении в формулу (4) зависимости  $E^*(H_S)$ , то есть зависимости составного модуля упругости от безразмерной толщины смазочного слоя.

Однако, поскольку физико-механические свойства граничных слоёв смазки зависят от большого числа факторов: температуры, химического состава, давления, скорости скольжения, материала и чистоты обработки твёрдых поверхностей, времени, то получение зависимости  $E^*(H_S)$  возможно только экспериментальным путём, что является отдельной сложной задачей, выходящей за рамки настоящей работы, и может рассматриваться как одно из дальнейших направлений её развития.

**Износ поверхностей шипа и подшипника** в зоне их контактного взаимодействия определяется на каждом временном шаге расчёта, а затем суммируется за весь цикл нагружения. При этом, величина приращения износа может определяться, например, из уравнения Арчарда или как произведение соответствующей интенсивности изнашивания (абразивного и/или фрикционного) и пути трения. Основываясь на работах С.М. Захарова при моделировании, абразивный износ полагается постоянно действующим, а при снижении толщины смазочного слоя до критических значений к абразивному износу добавляется износ при граничном трении.

В свою очередь, интенсивность изнашивания при граничном трении (контактном взаимодействии микронеровностей шипа и подшипника) может определяться теоретическими зависимостями, предложенными И.В. Крагельским, или элементарным законом на основе экспериментальных исследований:

$$I_h = c \cdot p_a^k, \quad (9)$$

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

Интенсивность абразивного изнашивания может определяться по закону (9) с соответствующими константами, либо другой зависимостью, например, предложенной У.А. Икрамовым для усталостного характера разрушения поверхности шипа за счёт пластической деформации:

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

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

Количество абразивных частиц  $n_a$  определяется по формуле

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_{п} \cdot \gamma_m \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot l}{3 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega \cdot r_1}, \quad (11)$$

где  $\varepsilon_{cp}$  – средняя концентрация активных абразивных частиц в масле, %;  $Q_{п}$  – расход масла через подшипник, м<sup>3</sup>/ч;  $\gamma_m$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с зазором в подшипнике;  $K_2$  – коэффициент, учитывающий содержание в масле частиц, твердость которых 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);  $\gamma_a$  – плотность абразивных частиц, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – угловая скорость вала, 1/с.

Формулы для определения линейного износа шипа и подшипника представлены в тексте диссертации.

**Задача определения ресурса** подшипника скольжения сводится к нахождению времени работы подшипника до достижения предельного значения радиального зазора в зоне максимального износа.

В процессе расчёта за цикл нагружения на конкретном режиме полученные значения износа суммируются на протяжении всего цикла нагружения подшипника, а 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 по формуле

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_c} \cdot 3600 \text{ мкм/ч}, \quad (12)$$

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

$$R_h = \frac{\Delta h_{lim}}{v_{w,max}}, \text{ ч} \quad (13)$$

где  $\Delta h_{lim}$  – предельно допустимый износ, мкм.

В случае переменных режимов работы подшипника, ресурс определяется путём сопоставления предельно допустимого износа с суммарным износом на определённых режимах работы.

По величине максимальных гидродинамических давлений, возникающих в подшипнике скольжения, а также с учётом предела усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей, по методике, предложенной Н.А. Ажиппо и Б.К. Балюком определяется усталостная долговечность антифрикционного слоя вкладыша подшипника скольжения.

Таким образом, сформулированные выше положения представляют собой усовершенствованную методику моделирования сложнонагруженных ПС, позволяющую оценивать их ресурс как с учётом конструктивных и режимных факторов, так и с учётом противозносных свойств СМ.

В качестве тестовых задач были выполнены сравнения расчётных данных автора с экспериментальной диаграммой Герси-Штрибека для типичного подшипника автомобильного двигателя V6 с рабочим объёмом 1,6 литра, полученной Sorin-Cristian Vlădescu и др., а также с результатами расчёта сложнонагруженного ПС, полученными С. Priestner, Н. Allmaier и др. в программном комплексе AVL Power Unit. Сравнение результатов тестовых расчётов автора с теоретическими и экспериментальными данными других исследователей показало хорошее качественное и количественное соответствие.

**Четвёртая глава** посвящена описанию концепции оценки ресурса сложнонагруженных ПС (рисунок 12). Концепция основана на углублённых экспериментальных исследованиях вязкостно-температурных, реологических и противоизносных свойств СМ, микрогеометрии поверхностей трения, а также на физическом и математическом моделировании ПС.

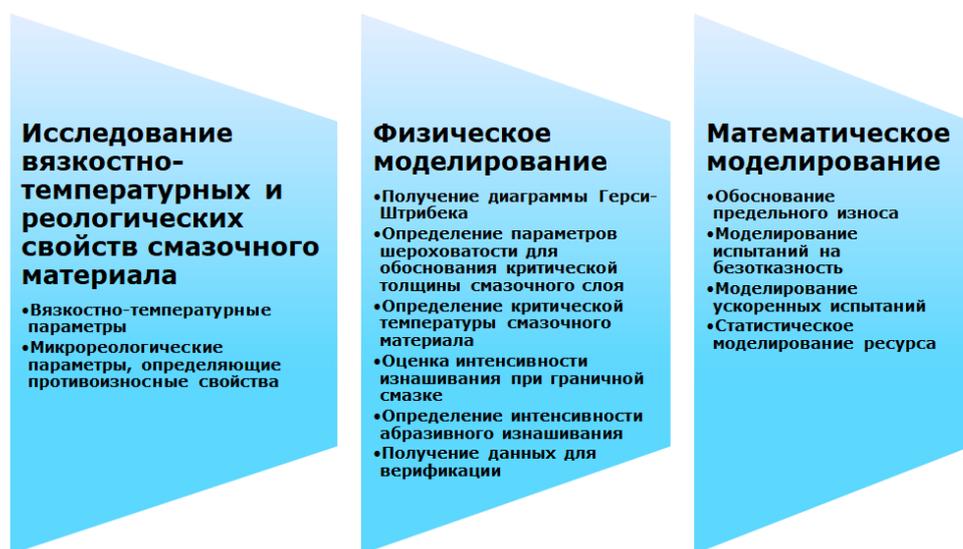


Рисунок 12 – Концепция оценки ресурса динамически нагруженных сопряжений поршневых и роторных машин

Исследование реологических и вязкостно-температурных свойств СМ предполагает экспериментальное определение зависимости вязкости от температуры и скорости сдвига с применением ротационных вискозиметров, например, Rheotest RN 4.1, Tannas TBS. Важнейшим этапом является определение параметров адсорбционного граничного слоя СМ. Далее, полученные зависимости используются при физическом и математическом моделировании подшипника.

Физическое моделирование ПС является, по нашему мнению, залогом успешного решения задач по оценке их ресурса, необходимо для обоснования исходных данных, принимаемых для дальнейшего математического моделирования.

Одним из первых этапов физического моделирования является получение диаграмм Герси-Штрибека для ПС, что было описано во второй главе данного исследования. В результате определяется диапазон значений

характеристики режима работы подшипника, в котором происходит смена режимов смазки в подшипнике при использовании вполне конкретных смазочных и конструкционных материалов. Эта информация необходима для верификации результатов математического моделирования. В результате получения диаграмм Герси-Штрибека происходит приработка поверхностей трения ПС и формируется равновесная шероховатость, обусловленная свойствами конструкционных и смазочных материалов, условиями нагружения. Статистическая обработка результатов измерений шероховатостей поверхностей шейки вала и вкладыша после экспериментов позволяет обосновать значение предельно допустимой (критической) толщины смазочного слоя для данного ПС.

Математическое моделирование процессов изнашивания ПС на ранних этапах проектирования машин позволяет решать широкий круг задач – выбрать и обосновать оптимальные (с применением соответствующих методов оптимизации) конструктивные параметры деталей ПС, обеспечивающие минимальную скорость изнашивания поверхностей трения; подобрать износостойкие материалы и методы упрочнения; обосновать требования к физико-механическим свойствам конструкционных и смазочных материалов сопряжения; установить предельные износы шейки вала и втулки; определить неблагоприятные режимы эксплуатации ПС и оптимальные режимы технического обслуживания и контроля их состояния; сформулировать требования к системе фильтрации смазочного материала; провести сравнительную оценку ресурса ПС различного конструктивного исполнения. Решение этих задач позволяет заложить основы будущей износостойкости машины.

Под ресурсом ПС понимается время его работы до достижения предельного состояния, то есть состояния, при котором дальнейшая эксплуатация ПС в составе машины недопустима или нецелесообразна, либо восстановление его работоспособности невозможно или нецелесообразно. В связи с этим первоочередной задачей при оценке ресурса ПС является обоснование значений предельно допустимого износа с учётом особенностей конкретной машины.

При этом предельным зазором сложнонагруженного подшипника при моделировании (критерием предельного состояния) предлагается считать величину радиального зазора, при которой выполняется одно из условий (или их сочетание) (рисунок 13):

- продолжительность граничного режима смазки (когда минимальная толщина смазочного слоя меньше критического значения) составляет более 25 %;
- величина максимальных гидродинамических давлений за цикл нагружения превышает предельно допустимые для данного материала втулки значения;
- величина максимальных контактных напряжений превышает предельно допустимые для данного материала втулки значения.

За предельный износ подшипника принимается разность между предельным радиальным зазором  $C_{lim}$  и начальным установочным  $C$ .

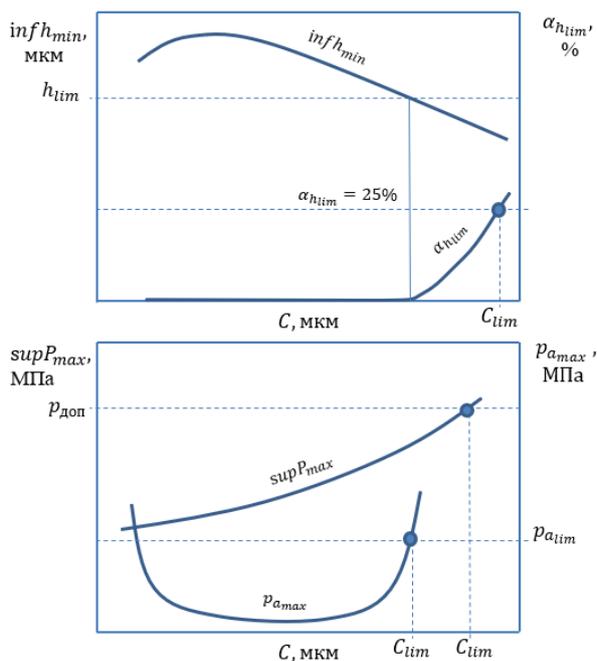


Рисунок 13 – К определению предельного зазора в сложнагруженном ПС

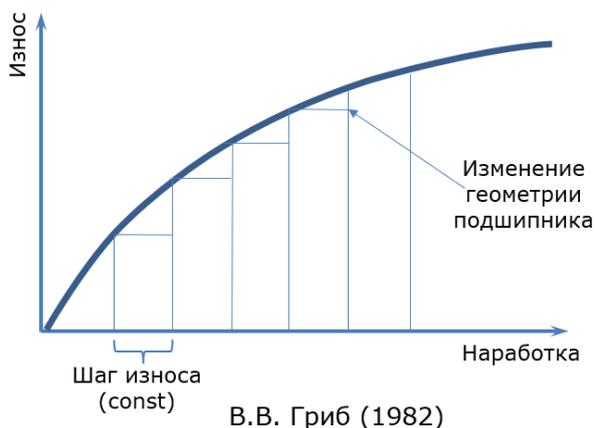
сложнагруженных ПС таких широко распространённых машин как ДВС в процессе виртуальных испытаний на безотказность является цикл, предложенный Григорьевым М.А. (НАМИ). В качестве основных режимов выбираются режимы максимального крутящего момента и номинальной мощности ДВС и другие точки на внешней скоростной характеристике двигателя. При этом в цикл также включены и частичные режимы работы, на которых нагрузка составляет менее 100%.

Другим возможным вариантом расчёта при комбинации характерных режимов нагружения ДВС является режим ускоренных испытаний, предложенный И.Б. Гурвичем, состоящий из 5-часовых циклов, включающих: 2 часа работы на режиме максимального крутящего момента, 2 часа работы на режиме максимальной мощности, холостой ход при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала каждые 15 минут. Общая продолжительность испытаний – 50 часов. И.Б. Гурвичем было показано, что такие 50-ти часовые испытания соответствуют эквивалентному пробегу двигателей 75-80 тыс. км, находящихся во второй категории условий эксплуатации. Средняя скорость изнашивания шатунных подшипников при этом составила 3-3,4 мкм/ч.

При проведении описанных выше расчётов важно принимать во внимание, что в процессе изнашивания сложнагруженного подшипника изменяются его геометрические размеры. В частности, как показали исследования Ф.Н. Авдонькина, увеличивается эллипсность шатунных и коренных шеек коленчатого вала ДВС. Очевидно, что изменение геометрии подшипника в процессе изнашивания будет оказывать влияние на его ГМХ, продолжительность зоны контактного взаимодействия элементов, скорость изнашивания и ресурс.

Таким образом, после обоснования предельного значения зазора и износа сложнагруженного ПС следующим этапом является определение скоростей изнашивания его поверхностей трения и оценка ресурса. При этом необходимо выбрать определённые расчётные режимы работы ПС, которые, очевидно определяются режимами работы тех машин и механизмов, в состав которых входят ПС.

Для оценки влияния принятых технических решений на ресурс сложнагруженных ПС предлагается проводить цикл расчётов, который можно рассматривать как виртуальные стендовые испытания. Например, одним из возможных вариантов циклов нагружения слож-



В.В. Гриб (1982)

Рисунок 14 – К построению кривой изнашивания сложнонагруженного ПС с учётом изменения геометрических параметров

Подходы к учёту изменения геометрических параметров подшипника в процессе моделирования изнашивания известны (рисунок 14). При этом необходимо отметить, что искажение геометрических параметров подшипника при его работе происходит не только в результате износа, но и в результате упругих деформаций корпуса или прогиба вала, обусловленных механическими и тепловыми нагрузками, учёт которых требует применения других подходов, связанных с решением сопряжённых задач.

Для того, чтобы на ранних этапах проектирования учесть влияние изменения геометрии подшипника в результате изнашивания на его ГМХ и контактные параметры, предлагается описывать это изменение в виде некруглостей правильной формы (овальностями вала и вкладыша). При этом величина разности полуосей эллипсов принимается равной величине максимального износа в зоне контакта за определённое число циклов нагружения (шаг износа, рисунок 14). Использование такого подхода позволяет уточнить требования к предельному состоянию сложнонагруженных подшипников уже на ранних стадиях проектирования машины.

Среди составляющих математического моделирования на ранних этапах проектирования машин следует отметить многовариантные расчёты для обоснования наиболее рациональных технических решений, удовлетворяющих заданным требованиям. В практике проектирования гидродинамических ПС широко используется параметр, представляющий собой отношение ширины подшипника к его диаметру – относительная ширина подшипника  $a = B/D$ . С.М. Захаров показал, что значения параметра  $a$  могут быть изменены за счёт ширины подшипника  $B$  и за счёт его диаметра  $D$ . В первом случае изменяется расход масла, вытекающего в торцы подшипника, и гидродинамическая реакция смазочного слоя. Во втором случае вместе с незначительным изменением расхода, происходит изменение линейной скорости поверхности вала.

Наш опыт расчётов сложнонагруженных ПС показал, что зависимость  $h_{min}$  от  $a$  имеет нелинейный характер. И если построить ряд таких зависимостей для различных сочетаний геометрических параметров подшипника при определённых условиях нагружения, то полученное поле можно использовать для анализа работоспособности ПС при всех возможных вариантах его диаметра и ширины. Такая диаграмма-поле является удобным инструментом для конструктора и позволяет анализировать влияние геометрических параметров подшипника на минимальную толщину смазочного слоя и определить наиболее рациональные пути её повышения при данных условиях нагружения.

В развитии этого подхода при моделировании изнашивания подобная диаграмма может быть построена для скоростей изнашивания подшипника и

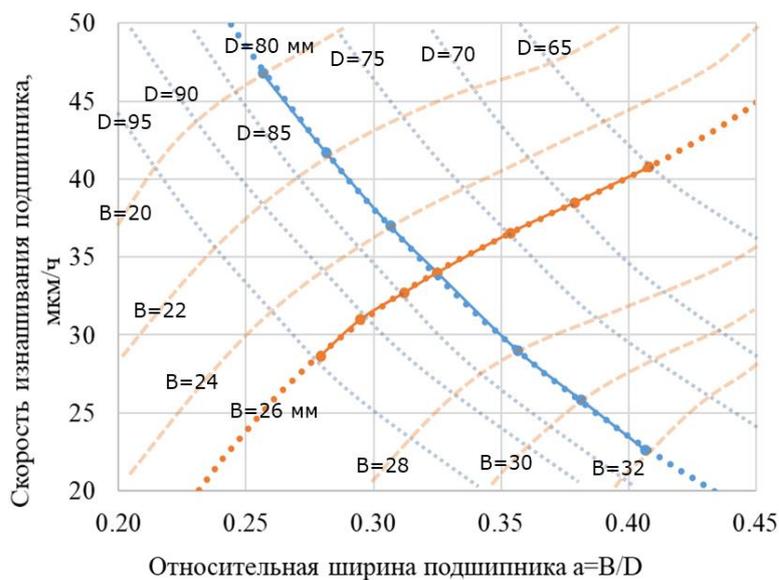


Рисунок 15 – Карта скоростей изнашивания подшипника

его отдельных элементов. В качестве примера, нами был выполнен такой расчёт с целью оценки характера изменения скорости изнашивания сложнонагруженного подшипника в зависимости от относительной ширины подшипника (рисунок 15).

Следует подчеркнуть, что задачи оценки ресурса в общем носят вероятностный характер. В

свою очередь, расчётные оценки ресурса сложнонагруженных ПС осложняются тем, что скорость изнашивания и предельный износ являются случайными величинами. Так, скорость изнашивания  $v_w$  зависит от множества факторов (нагрузка, скорость скольжения, температура, твердость поверхностей, предел прочности материалов, условия эксплуатации и т.п.) и может изменяться в широких пределах. Предельный износ  $\Delta h_{lim}$  (то есть износ, при котором наступает отказ) через установочный радиальный зазор  $C$  зависит от точности изготовления элементов подшипника (наличие отклонений формы и поверхности, например, овальность, седлообразность, бочкообразность), точности монтажа (усилие затяжки корпуса, плотность прилегания втулки или вкладыша к корпусу).

Для сложнонагруженных ПС машин характерна работа при различных нагрузочных и скоростных режимах. Это, в своё очередь, также осложняет расчёт ресурса подшипников в виду вероятностного характера режимов работы в эксплуатации. При соответствующей постановке задачи по оценке ресурса сложнонагруженных ПС на ранних этапах проектирования машин вероятностный характер процессов изнашивания может быть учтён путём использования универсального метода определения плотности распределения ресурса – метода статистического моделирования (метод Монте-Карло), при применении которого случайные величины начального износа (приведённого к началу эксплуатации после приработки), скорости изнашивания, моменты концов реализаций износа подчиняются своим законам распределения. Примеры применения такого подхода описаны в работах В.С. Лукинского и Е.И. Зайцева.

Таким образом, применение разработанной концепции для оценки ресурса сложнонагруженных ПС позволяет свести к минимуму испытания,

ускорить получение информации для обоснования решений, направленных на повышение долговечности ПС.

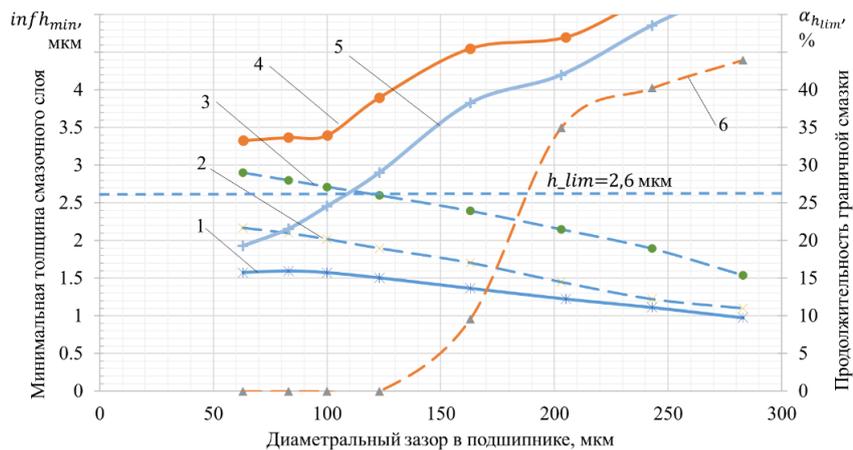
**Пятая глава** посвящена примерам практического применения разработанных на основе исследований алгоритмов и ПО для оценки ресурса сложнонагруженных ПС с учётом индивидуальных противоизносных свойств СМ наряду с конструктивными и режимными факторами. Полученные результаты сопоставляются с результатами экспериментальных и теоретических исследований других авторов.

Типичными представителями сложнонагруженных сопряжений являются шатунные и коренные подшипники коленчатого вала ДВС. Эти сопряжения являются и одними из ресурсоопределяющих. С учётом большой распространённости ДВС во всех отраслях промышленности, представляет практический интерес оценка ресурса подшипников коленчатого вала с применением разработанного ПО. В качестве объектов расчёта рассмотрены шатунные подшипники коленчатых валов ряда отечественных ДВС – 8ЧН12/12 (КАМАЗ-740), 8Ч10/9,5 (ЗИЛ – 130), 8ЧН 21/21 (8ДМ-21), 12ЧН18,5/21,5 (ДМ-185), 4ЧН13/15 (4Т371). Дополнительно, в качестве объекта расчёта выбран тяжелонагруженный подшипник диаметром 360 мм турбоагрегата – паровой турбины. Исходными данными для оценки ресурса подшипников являются: геометрические параметры (радиус кривошипа, диаметр подшипника, радиальный зазор и др.), источники подачи смазки, вязкостно-температурная и реологическая характеристика масла, параметры, характеризующие противоизносные свойства масла, физико-механические характеристики материалов шейки вала и вкладышей (модуль упругости, коэффициент Пуассона, твердость и др.), предел усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей, максимальный и минимальный диаметр активных абразивных частиц и их средняя массовая концентрация, нагрузки, действующие на подшипник и др.

В соответствии с описанной в главе 4 концепцией для оценки ресурса подшипников, в первую очередь, необходимо определить значение предельно зазора. Для этого были проведены расчёты при переменном значении диаметрального зазора и оценивалась продолжительность граничной смазки, характеризующая вероятность возникновения задира, а также уровень максимальных контактных давлений, возникающих в подшипниках. Пример такой зависимости для шатунного подшипника двигателя 12ЧН18,5/21,5 представлен на рисунке 16. Аналогичные зависимости были получены для максимальных контактных давлений и скоростей изнашивания подшипника.

Семейство расчётных диаграмм Герси-Штрибека, построенных для ПС с определёнными геометрическими характеристиками, позволяет сформировать «карту» условий работы ПС с соответствующими скоростями изнашивания, оценить на раннем этапе проектирования машины наиболее неблагоприятные условия работы ПС и обосновать технические решения по повышению ресурса.

Расчётные диаграммы Герси-Штрибека и скорости изнашивания для шатунного подшипника двигателя ДМ-185 представлены на рисунке 17.

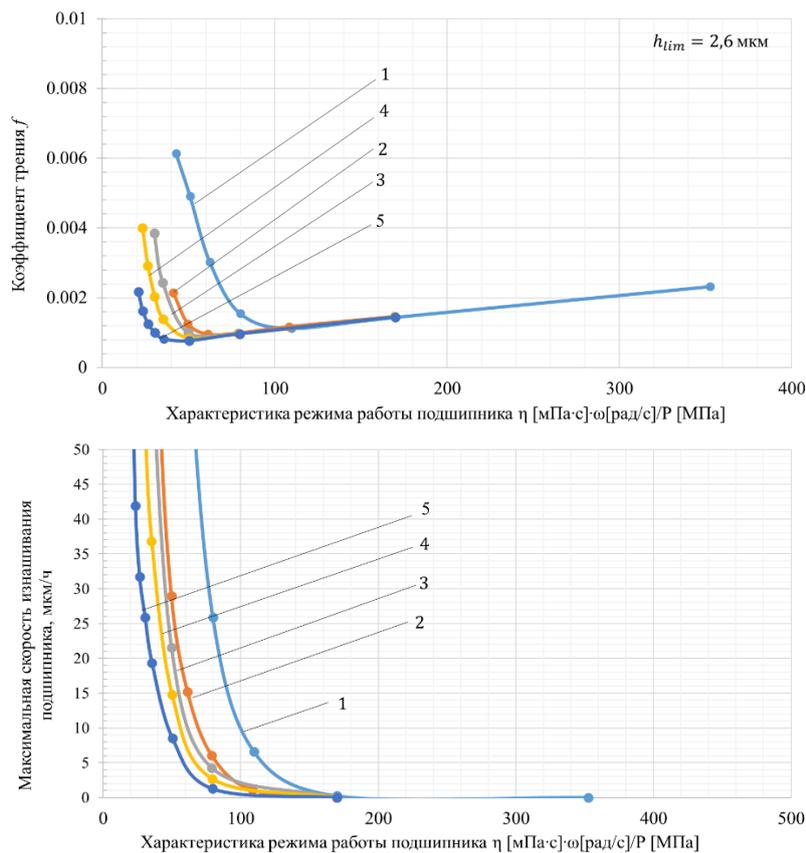


1, 4 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 5 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 30$  нм,  $n=0,99$ ;

3, 6 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 50$  нм,  $n=0,99$

Рисунок 16 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя ДМ-185 (1, 2, 3) и продолжительность граничной смазки (4, 5, 6) в зависимости от диаметрального зазора



1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 30$  нм,  $n=0,99$ ; 3 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 43$  нм,  $n=0,99$ ; 4 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 50$  нм,  $n=0,974$ ; 5 – с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 100$  нм,  $n=0,94$

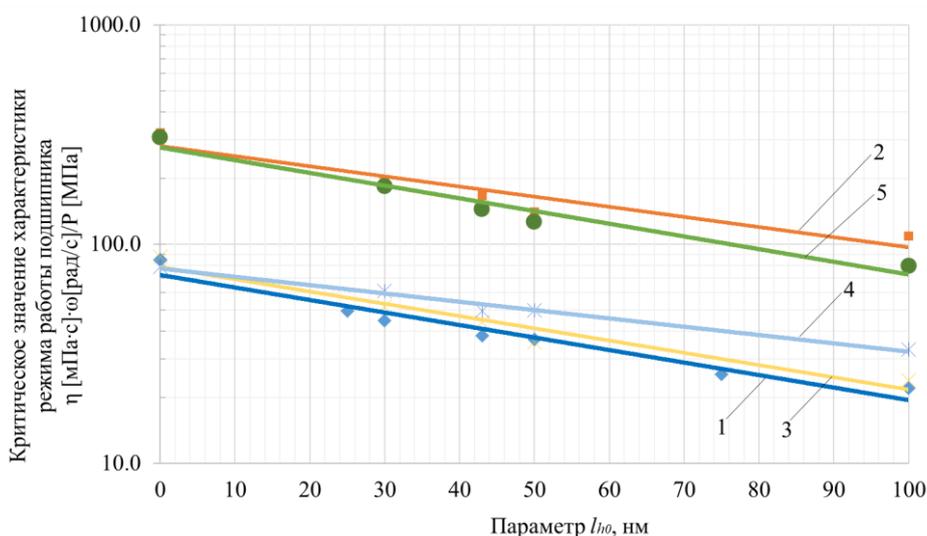
Рисунок 17 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека и скорости изнашивания для шатунного подшипника двигателя ДМ-185

Результаты расчёта свидетельствуют о существенном влиянии противоизносных свойств применяемого СМ на работоспособность ПС.

Расчётные исследования с принятыми исходными данными позволили установить, что критическое значение характеристики режима работы подшипника (обозначено как  $\lambda_{кр}$ ) имеет экспоненциальную зависимость (рисунок 18) от параметра  $l_{h_0}$  (для имеющихся экспериментальных данных), характеризующего толщину адсорбционного граничного слоя, образуемого моторными маслами

$$\lambda_{кр} = a \cdot e^{-b \cdot l_{h_0}}. \quad (14)$$

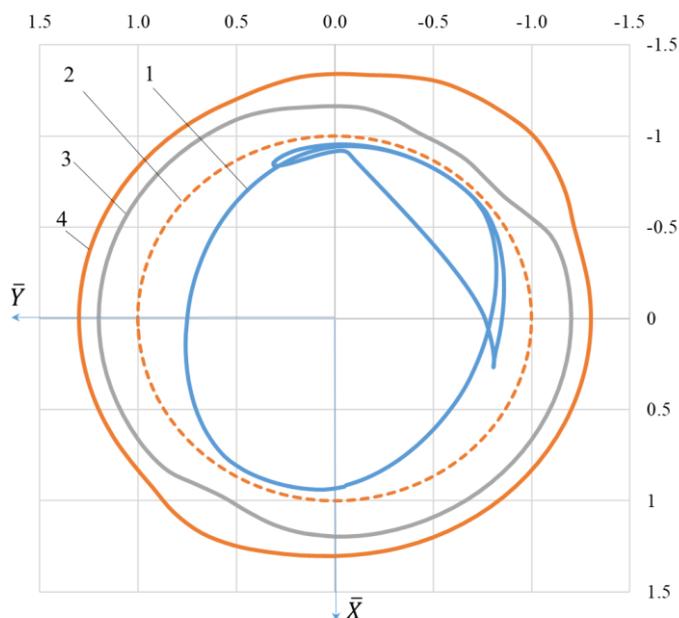
Здесь  $a$  и  $b$  – аппроксимирующие коэффициенты, зависящие от геометрических характеристик подшипника, смазочного материала. Например, для шатунного подшипника двигателя ДМ-185 коэффициенты имеют значения  $a = 77,44$  и  $b = -0,009$ . Такая экспоненциальная зависимость характерна для подшипников всех рассматриваемых двигателей (коэффициент достоверности аппроксимации составил от 0,94 до 0,98).



1 – 8ЧН12/12 (КАМАЗ-740); 2 – 8Ч10/9,5 (ЗИЛ – 130); 3 – 8ЧН 21/21 (8ДМ-21);  
4 – 12ЧН18,5/21,5(ДМ-185); 5 – 4ЧН13/15 (4Т371)

Рисунок 18 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунных подшипников рассматриваемых двигателей от уровня противоизносных свойств масла

На рисунке 19 в качестве примера представлены результаты расчёта траектории движения центра шатунной шейки и диаграмм (эпюры) износа шейки и вкладышей двигателя ДМ-185. Аналогичные результаты были получены для шатунных подшипников всех рассматриваемых двигателей.



1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике; 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диаграмма износа вкладышей

Рисунок 19 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя ДМ-185 (с учётом противоизносных свойств масла при  $l_{h_0} = 50$  нм,  $n=0,99$ , режим  $N_{max}$ )

Для оценки «глубины» граничного режима смазки удобно использовать распределение характеристики режима работы подшипника по углу поворота коленчатого вала. Пример такой зависимости для шатунного подшипника двигателя ДМ-195 представлен на рисунке 20. Под «глубиной» граничного режима смазки в подшипнике мы понимаем степень снижения характеристики режима работы подшипника ниже критического значения, которое, в свою очередь, определяется величиной шероховатости поверхностей трения, уровнем противоизносных свойств СМ и др.

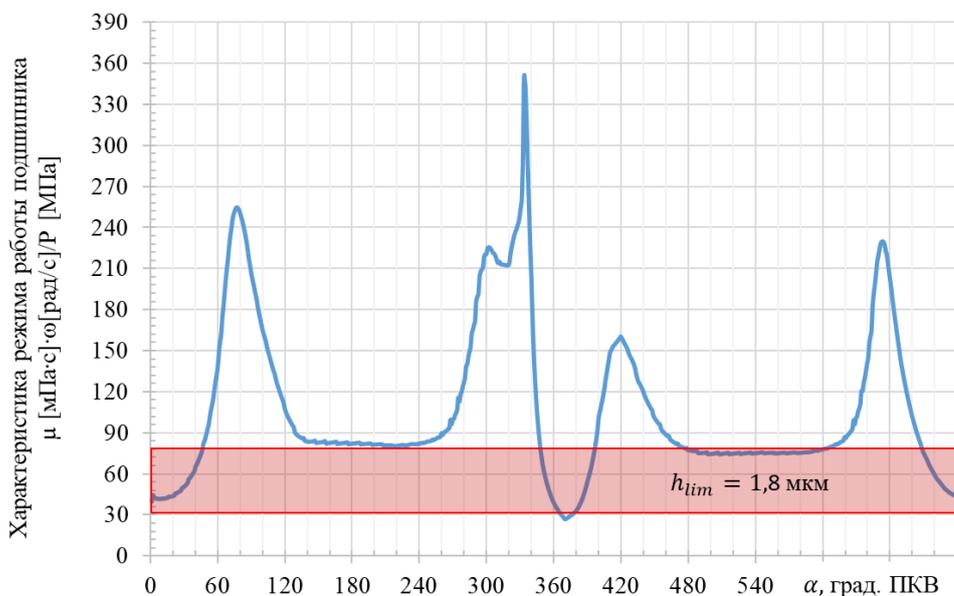


Рисунок 20 – Зависимость характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя ДМ-185 от угла поворота коленчатого вала (для значения предельно допустимой толщины смазочного слоя в 1,8 мкм)

Оценка влияния уровня противоизносных свойств СМ на ГМХ шатунных подшипников рассматриваемых двигателей представлено в таблице 1.

Таблица 1 – ГМХ шатунных подшипников рассматриваемых двигателей

Параметры ВГСС	Гидромеханические характеристики					
	$inf h_{min}$ , мкм	$sup p_{max}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q_B^*$ , л/с	$T_э$ , °С	$\alpha_{h_{lim}}$ , %
КАМАЗ-740, режим максимальной мощности $N_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	1,955	130,5	6644	0,0309	103,3	23,6
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	2,431	135,2	1669	0,0310	104,3	5,7
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	3,045	146,9	558,9	0,0310	104,0	0
КАМАЗ-740, режим максимального крутящего момента $M_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,615	367,3	432,5	0,0158	99,37	0
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	2,870	339,0	272	0,0155	99,87	0
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	3,444	338,3	212,3	0,0159	99,74	0
ЗИЛ-130, режим максимальной мощности $N_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,591	38,57	274,8	0,0204	104,8	0,83
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	3,0	52,7	295,8	0,0212	105,9	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	3,632	127,1	3,632	0,0203	105,7	0
8ДМ-21, режим максимальной мощности $N_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	3,18	209,1	1664	0,109	100,3	0,0
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	3,42	207,6	1761	0,110	100,9	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	3,71	207,0	1749	0,108	100,8	0,0
ДМ-185, режим максимальной мощности $N_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	1,503	279,6	18230	0,0955	114,5	8,0
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	1,897	300,0	5107	0,0894	116,1	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	2,121	363,0	2743	0,0895	116,0	0,0
4Т371, режим максимальной мощности $N_{max}$						
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,234	323,5	7201	0,0233	105,5	9,8
$l_{h_0} = 30$ нм, $\eta=0,99$	2,743	323,0	1868	0,0235	106,8	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $\eta=0,99$	3,310	401,8	623	0,0232	106,5	0,0

Результаты расчётной оценки ресурса и скоростей изнашивания шатунных подшипников рассматриваемых двигателей представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчётная оценка скоростей изнашивания и ресурса шатунных подшипников коленчатых валов двигателей (режим максимальной мощности  $N_{max}$ )

Наименование	Обозначение ДВС					
	ЗИЛ-130 $h_{lim}=2,6$ мкм	8ДМ-21 $h_{lim}=2,6$ мкм	ДМ-185		4Т371	
			$h_{lim}=2,6$ мкм	$h_{lim}=1,8$ мкм	$h_{lim}=2,6$ мкм	$h_{lim}=1,8$ мкм
Скорость изнашивания шейки вала, мкм/ч	0,002429 <sup>1)</sup>	0,02179 <sup>1)</sup>	0,8664 <sup>1)</sup>	0,09573 <sup>1)</sup>	0,04936 <sup>1)</sup>	0,01853 <sup>1)</sup>
	0,0001238 <sup>2)</sup>	0,01258 <sup>2)</sup>	0,2610 <sup>2)</sup>	0,02378 <sup>2)</sup>	0,01392 <sup>2)</sup>	0,01296 <sup>2)</sup>
	0,0000006293 <sup>3)</sup>	0,00800 <sup>3)</sup>	0,05151 <sup>3)</sup>	0,01612 <sup>3)</sup>	0,004767 <sup>3)</sup>	0,01027 <sup>3)</sup>

Продолжение таблицы 2

Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	0,02008 <sup>1)</sup>	0,03653 <sup>1)</sup>	4,459 <sup>1)</sup>	0,3855 <sup>1)</sup>	0,2099 <sup>1)</sup>	0,03058 <sup>1)</sup>
	0,001029 <sup>2)</sup>	0,0222 <sup>2)</sup>	1,303 <sup>2)</sup>	0,03861 <sup>2)</sup>	0,03515 <sup>2)</sup>	0,02230 <sup>2)</sup>
	0,000005230 <sup>3)</sup>	0,0140 <sup>3)</sup>	0,2222 <sup>3)</sup>	0,01554 <sup>3)</sup>	0,008103 <sup>3)</sup>	0,01789 <sup>3)</sup>
Скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	0,02251 <sup>1)</sup>	0,05832 <sup>1)</sup>	5,325 <sup>1)</sup>	0,4812 <sup>1)</sup>	0,2593 <sup>1)</sup>	0,04911 <sup>1)</sup>
	0,001153 <sup>2)</sup>	0,03478 <sup>2)</sup>	1,564 <sup>2)</sup>	0,06238 <sup>2)</sup>	0,04907 <sup>2)</sup>	0,03526 <sup>2)</sup>
	0,000005859 <sup>3)</sup>	0,0222 <sup>3)</sup>	0,2737 <sup>3)</sup>	0,03166 <sup>3)</sup>	0,01287 <sup>3)</sup>	0,02816 <sup>3)</sup>
Ресурс подшипника по износу, ч	1333 <sup>1)</sup>	771,6 <sup>1)</sup>	10,99 <sup>1)</sup>	121,6 <sup>1)</sup>	206 <sup>1)</sup>	1089 <sup>1)</sup>
	26030 <sup>2)</sup>	1294 <sup>2)</sup>	37,4 <sup>2)</sup>	937,8 <sup>2)</sup>	1090 <sup>2)</sup>	1517 <sup>2)</sup>
	5120000 <sup>3)</sup>	2045 <sup>3)</sup>	213,7 <sup>3)</sup>	1848 <sup>3)</sup>	4157 <sup>3)</sup>	1900 <sup>3)</sup>
Усталостная долговечность вкладышей, ч	437500 <sup>1)</sup>	45350 <sup>1)</sup>	3336 <sup>1)</sup>	3336 <sup>1)</sup>	988 <sup>1)</sup>	3336 <sup>1)</sup>
	125600 <sup>2)</sup>	48080 <sup>2)</sup>	3389 <sup>2)</sup>	1888 <sup>2)</sup>	1001 <sup>2)</sup>	1018 <sup>2)</sup>
	3713 <sup>3)</sup>	49310 <sup>3)</sup>	1856 <sup>3)</sup>	413,3 <sup>3)</sup>	174 <sup>3)</sup>	965 <sup>3)</sup>

Примечание:

<sup>1)</sup> – без учёта противоизносных свойств масла,  $l_{h_0} = 0$  нм,  $\mu_S=0$ ;

<sup>2)</sup> – с учётом противоизносных свойств масла, при  $l_{h_0} = 30$  нм,  $n=0,99$ ;

<sup>3)</sup> – с учётом противоизносных свойств масла, при  $l_{h_0} = 50$  нм,  $n=0,99$

Таблица 5.8 – Скорости изнашивания шатунных подшипников двигателей КАМАЗ-740 и ЗИЛ-130 в мкм/1000 км

Наименование	Обозначение ДВС		
	ЗИЛ-130	КАМАЗ-740	
		$N_{max}$	$M_{max}$
Скорость изнашивания шейки вала, мкм/1000км	0,0343 <sup>1)</sup>	1,5145 <sup>1)</sup>	0,0360 <sup>1)</sup>
	0,0017 <sup>2)</sup>	0,1690 <sup>2)</sup>	0,0075 <sup>2)</sup>
	0,00001 <sup>3)</sup>	0,0064	0,0001
Скорость изнашивания вкладыша, мкм/1000км	0,2834 <sup>1)</sup>	7,8097 <sup>1)</sup>	0,1876 <sup>1)</sup>
	0,0145 <sup>2)</sup>	0,8772 <sup>2)</sup>	0,0396 <sup>2)</sup>
	0,0001 <sup>3)</sup>	0,0334 <sup>3)</sup>	0,0007 <sup>3)</sup>
Скорость изнашивания подшипника, мкм/1000км	0,3177 <sup>1)</sup>	9,3242 <sup>1)</sup>	0,2236 <sup>1)</sup>
	0,0163 <sup>2)</sup>	1,0462 <sup>2)</sup>	0,0471 <sup>2)</sup>
	0,0001 <sup>3)</sup>	0,0398 <sup>3)</sup>	0,0009 <sup>3)</sup>

Примечание:

<sup>1)</sup> – без учёта противоизносных свойств масла,  $l_{h_0} = 0$  нм,  $\mu_S=0$ ;

<sup>2)</sup> – с учётом противоизносных свойств масла, при  $l_{h_0} = 30$  нм,  $n=0,99$ ;

<sup>3)</sup> – с учётом противоизносных свойств масла, при  $l_{h_0} = 50$  нм,  $n=0,99$

Расчётные значения скоростей изнашивания шатунных подшипников ряда рассмотренных ДВС удовлетворительно совпадают с известными эксплуатационными данными. В частности, расчётная скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от уровня противоизносных свойств моторного масла и режима работы двигателя лежит в довольно широких пределах от 0,0009 мкм/1000км до 9,0 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников этого двигателя в эксплуатации составляет по данным А.С. Денисова от 0,24 до 0,51 мкм/1000 км. Средний темп износа

шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 по данным В.Н. Прокопьева составляет 0,135 мкм/1000 км, в то время как расчётный темп износа составляет от 0,0001 до 0,3 мкм/1000 км в зависимости от уровня противоизносных свойств масла.

Таким образом, разработанное на основе исследований ПО позволяет проектировать ПС различных машин на новом уровне, и тем самым вносит существенный вклад в развитие научно-технического потенциала страны и обеспечение технической независимости от западных технологий.

**В шестой главе** показана взаимосвязь между разработанной в настоящем исследовании методикой моделирования изнашивания сложнагруженных сопряжений машин, ПО и техническими решениями смазочных систем и систем фильтрации, содержится описание предлагаемых технических решений для повышения ресурса сопряжений машин (например, подшипников скольжения автомобильных двигателей, поршневых компрессоров) – двухступенчатый и разборный масляные фильтры [59-62], сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра [63] (рисунок 21).

Взаимосвязь теоретических результатов с техническими решениями состоит следующем. Разработанная методика моделирования изнашивания позволяет получить результаты, которые являются базой для построения алгоритмов управления автоматическим включением в работу и выводом из процесса фильтрации отдельных секций комбинированных фильтрующих элементов. А алгоритмы управления, как известно, составляют основу любой бортовой информационно управляющей системы какой-либо машины.

С помощью разработанного ПО для подшипника заданного конструктивного исполнения в заданных условиях эксплуатации могут быть определены требования к тонкости отсева и полноте отсева системы фильтрации.

Проведённые расчётные исследования показывают, что для каждого режима эксплуатации, а также по мере изменения технического состояния подшипников, тонкость и полнота отсева системы фильтрации должна изменяться для

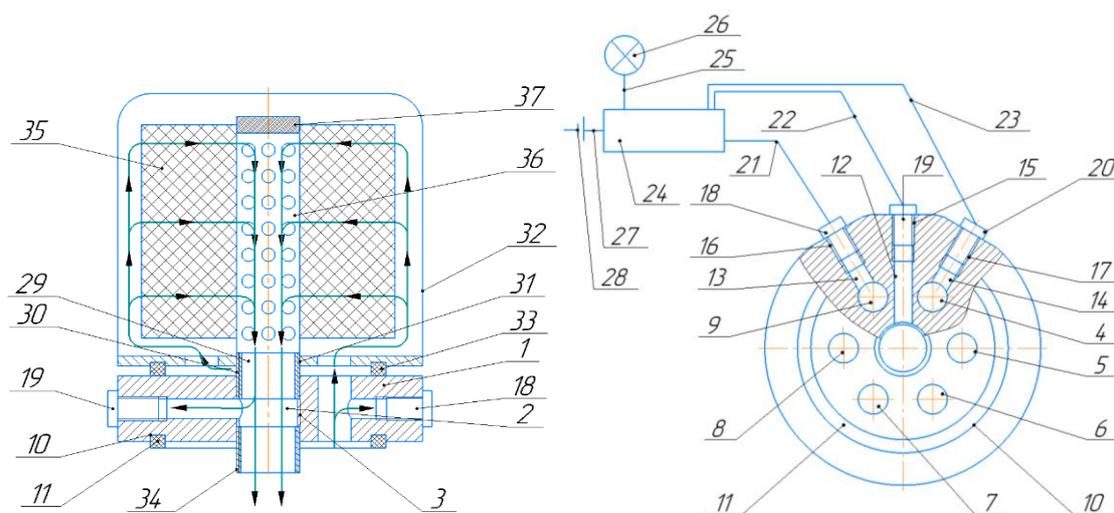


Рисунок 21 – Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра [63]

обеспечения максимальной защиты подшипника от абразивных частиц и изнашивания. Другими словами, системы фильтрации должны разрабатываться с учётом условий нагружения и работы сопряжений. В данной главе представлены обусловленные потребностями практики технические решения, предлагаемые для защиты от абразивного износа сопряжений машин, как наиболее часто встречающегося.

Необходимо сразу оговориться, что эти технические решения требуют адаптации под конкретные условия применения и могут быть применены не только для ДВС.

В частности, предлагаемое сигнальное устройство, опытный образец которого представлен на рисунке 22, является одним из вариантов решений, позволяющих перейти к предиктивному диагностированию технического состояния масляного фильтра и подшипников при эксплуатации машины, оценке скорости изнашивания и прогнозированию их индивидуального остаточного ресурса.



Рисунок 22 – Опытный образец сигнального устройства, изготовленный из полимера

В частности, в отличие от систем, основанных на аналогичном принципе измерения перепада давления на фильтре для определения степени его загрязнённости, предлагаемое устройство может быть дополнено алгоритмом расчёта остаточного ресурса подшипника, базирующемся на расчётных зависимостях скоростей изнашивания подшипника (рисунок 23) при различных условиях эксплуатации с учётом степени загрязнения масляного фильтра.

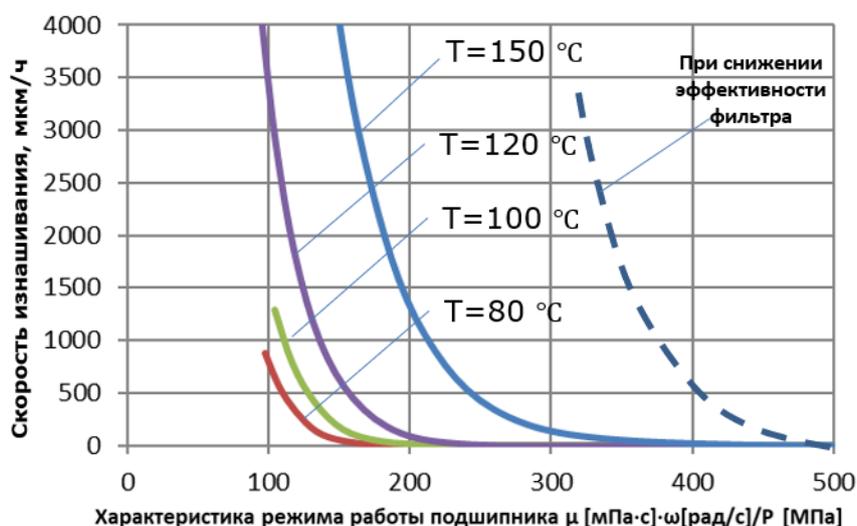


Рисунок 23 – «Карта» скоростей изнашивания подшипника при различных условиях эксплуатации

В совокупности с комбинированными управляемыми фильтрующими элементами предлагаемое устройство может быть использовано для построения подсистемы адаптивного управления фильтрацией масла в поршневых ДВС и оценки остаточного ресурса ПС коленчатого вала.

Подобные технические решения обусловлены необходимостью защиты ПС от абразива в условиях возрастающих нагрузок, развитием систем предиктивного диагностирования машин, распространением применения управляемых компонентов, переходом на, так называемое, техническое обслуживание, ориентированное на безотказность (методология RCM) или надёжно-ориентированное техническое обслуживание.

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

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВЫВОДЫ**

В результате выполненных исследований решена важная научно-техническая проблема, состоящая в оценке ресурса сложнонагруженных сопряжений турбопоршневых машин на ранних этапах их проектирования и при повышении технического уровня уже существующих с учётом абразивного и усталостного изнашивания поверхностей трения, противоизносных свойств смазочных материалов, конструктивных и режимных факторов. В соответствии с поставленными ранее целью и задачами основные результаты и выводы исследования сводятся к следующему.

1. Разработан комплекс математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в сложнонагруженных ПС при любых возможных режимах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

2. Выполнены экспериментальные исследования, позволившие установить характер влияния дополнительных противоизносных компонентов в смазочных маслах различного назначения (моторные, трансмиссионные, гидравлические) на условия смены режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный. Проведение экспериментальных исследований стало возможным благодаря выполненной модернизации испытательной машины ИИ-5018 и разработке нового модельного узла. В частности установлено, что добавление олеатов меди, цинка и олова в индустриальное масло И-40А приводит к повышению несущей способности ПС до 35 %, которое выражается в снижении критического значения характеристики режима работы ПС на ту же величину, то есть в смещении диаграммы Герси-Штрибека к началу координат, повышению нагрузки, при которой происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный. Экспериментальные исследования послужили основой для разработки методики моделирования сложнонагруженных ПС с учётом противоизносных свойств СМ. Подтверждено, что состав моторных

масел оказывает существенное влияние на критическое значение характеристики режима работы ПС и его энергоэффективность. При смазке исследуемыми образцами моторных масел классов SAE 5W-40 и 0W-20 модельного ПС критическое значение характеристики режима работы подшипника отличается в 2 раза, при снижении коэффициента трения на 30% для масла 0W-20, что обусловлено не только меньшим значением вязкости, но и различным составом противоизносных присадок. На основе полученных экспериментальных результатов в дальнейшем может быть создана отечественная база данных, позволяющая оценивать степень влияния различных СМ на работоспособность подшипников скольжения и тем самым принимать обоснованные технические решения при проектировании ПС машин. Результаты проведённых экспериментальных исследований также позволили разработать составы опытных партий моторных и трансмиссионных масел под маркой «GR7».

3. На основе современных представлений о механизме противоизносного действия СМ предложена методика моделирования процесса изнашивания сложнонагруженных ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения, включающая наиболее часто встречающиеся в машинах режимы смазки (гидродинамический, смешанный и граничный). Методика предполагает совместное решение гидродинамической и контактной задач в ПС хорошо апробированными методами, в том числе расчёт усталостной долговечности вкладышей и интенсивности абразивного изнашивания. Предложена степенная зависимость, описывающая явление разрушения высоковязкого граничного смазочного слоя (ВГСС) под действием сдвига и путём параметрических исследований при решении тестовых задач обоснованы входящие в неё, параметры, в частности, степень устойчивости адсорбционных ВГСС к сдвигу (принимает значение от 0,5 до 0,99). Применение разработанной методики позволяет на ранней стадии проектирования машин с ПС обосновывать выбор СМ, класс шероховатости и материал поверхностей трения, геометрических параметров ПС с учётом их влияния на ресурс. Это значительно повышает достоверность моделирования и вносит существенный вклад в развитие методов оценки показателей долговечности (ресурса) и безотказности ПС.

4. В результате анализа и обобщения известных методов моделирования ПС и экспериментальных исследований предложена концепция оценки ресурса сложнонагруженных ПС поршневых и роторных машин, основанная на углублённых экспериментальных исследованиях вязкостно-температурных, реологических и противоизносных свойств СМ, микрогеометрии поверхностей трения, а также на физическом и математическом моделировании ПС. Концепция может служить основой для планирования объёмов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных на повышение долговечности ПС турбопоршневых машин для различных отраслей промышленности.

5. Главным практическим результатом выполненного исследования является то, что разработанная методика моделирования изнашивания ПС последовательно реализована в специальных версиях ПО, зарегистрированных в

Федеральной службе по интеллектуальной собственности (Роспатент). Отличительной особенностью разработанного ПО от известных расчётных программ является возможность учитывать влияние индивидуальных противоизносных свойств СМ на ресурс ПС, а также оценивать усталостную долговечность и интенсивность абразивного изнашивания элементов ПС. Разработанное ПО позволяет проводить многовариантные расчёты ПС турбопоршневых машин на ранних стадиях проектирования и обосновывать технические решения, направленные на повышение ресурса и надёжности машин. На примере шатунных подшипников ряда отечественных ДВС различного назначения, а также крупногабаритного подшипника турбогенератора показаны возможности разработанного ПО для оценки скоростей изнашивания и ресурса ПС. Показано, что несущая способность подшипников коленчатого вала ДВС в зависимости от уровня противоизносных свойств для рассматриваемых масел может увеличиваться до 63%. При этом скорость изнашивания подшипников также существенно зависит от уровня противоизносных свойств масел и нагруженности подшипников, при этом, чем более нагруженным является подшипник, тем ярче проявляется влияние противоизносных свойств масла. Например, скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 8ЧН 21/21 уменьшается, при прочих равных условиях, на 36-40% в зависимости от уровня противоизносных свойств масла, а снижение скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 8ЧН12/12 достигает 79-98%. Впервые получены расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунных подшипников коленчатых валов ряда отечественных поршневых машин – ДВС, с учётом влияния уровня противоизносных свойств моторного масла. Установлено, что критическое значение характеристики режима работы подшипников имеет экспоненциальную зависимость от уровня противоизносных свойств применяемого СМ. Получены аппроксимирующие коэффициенты для шатунных подшипников ряда отечественных ДВС. Таким образом, пренебрежение противоизносными свойствами масел при расчётах сложнонагруженных сопряжений машин ведёт к существенному снижению достоверности моделирования и ошибочной оценки их работоспособности. Расчётные значения скоростей изнашивания шатунных подшипников ряда рассмотренных ДВС удовлетворительно совпадают с известными эксплуатационными данными. В частности, расчётная скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от уровня противоизносных свойств моторного масла и режима работы двигателя лежит в довольно широких пределах от 0,0009 мкм/1000км до 9,0 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников этого двигателя в эксплуатации составляет по данным А.С. Денисова от 0,24 до 0,51 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 по данным В.Н. Прокопьева составляет 0,135 мкм/1000 км, в то время как расчётный темп износа составил от 0,0001 до 0,3 мкм/1000 км в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. Такое удовлетворительное совпадение позволило использовать разработанное ПО для оценки скоростей изнашивания и ресурса подшипников ряда перспективных отечественных двигателей (12ЧН18,5/21,5 и 4ЧН13/15).

6. Расчётные исследования шатунного подшипника двигателя перспективного семейства типа 12ЧН18,5/21,5 позволили сформировать рекомендации по повышению его ресурса. В частности, повышение класса чистоты обработки поверхности шатунной шейки и вкладышей для обеспечения критической толщины смазочного слоя не выше 1,5 мкм. Поскольку шатунный подшипник около 50% цикла нагружения работает вблизи критических значений характеристики режима работы, то необходимо также снизить тонкость отсева масляного фильтра. Однако, на скорость изнашивания подшипника чистота поверхностей шейки и вкладыша оказывает большее влияние, чем тонкость отсева системы фильтрации. Предварительно, снижение тонкости отсева в системе фильтрации до 5 мкм способствует снижению скорости изнашивания на 8%. В то время как понижение критической толщины смазочного слоя (связана с величиной шероховатостей поверхностей) с 2,6 мкм до 1,8 мкм приводит к снижению скорости изнашивания подшипника в 8-11 раз в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. В связи с этим важно обеспечить постоянство класса шероховатостей поверхностей трения в процессе эксплуатации для обеспечения ресурса. Расчётным путём показано, что снижение концентрации активных абразивных частиц в масле с 0,015 % до 0,0015% приводит к снижению скорости изнашивания на 8%, аналогично снижению тонкости отсева. Для повышения ресурса подшипников коленчатого двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 рекомендовано применять моторные масла, обеспечивающие толщину адсорбционного граничного слоя не менее 1 мкм.

7. Предложены технические решения для повышения ресурса подшипников скольжения коленчатого вала ДВС – двухступенчатый комбинированный масляный фильтр, разборный масляный фильтр, фильтр с сигнализатором загрязнённости, а также отдельное сигнальное устройство, позволяющее оценивать степень загрязнённости масляного фильтра по перепаду давлений на входе и выходе из фильтра, и которое может быть использовано для построения подсистемы адаптивного управления фильтрацией масла в поршневых ДВС и оценки остаточного ресурса ПС коленчатого вала. Изготовлен опытный образец сигнального устройства загрязнённости масляного фильтра из полимерного материала.

#### **Рекомендации по использованию результатов исследования и перспективы развития**

Разработанное ПО рекомендуется использовать для оценки ресурса ПС поршневых и роторных машин на ранней стадии проектирования, обоснования технических решений по повышению ресурса ПС, формирования требований к системам фильтрации СМ, а также для моделирования ПС в различных условиях эксплуатации, в том числе при наличии повреждений поверхностей трения, анализа влияния на ресурс ПС технологических погрешностей изготовления, качества обработки поверхностей и др. Специальные версии разработанного ПО рекомендуется использовать в учебном процессе на всех уровнях образования при подготовке специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией машин.

Модернизированная машина ИИ-5018 и реализованные технические решения станут основой дальнейшего развития оборудования для исследований ПС, что находится в полном соответствии со стратегией национальной безопасности Российской Федерации (РФ), в рамках которой научно-технологическое развитие РФ предполагает «развитие производства в Российской Федерации оборудования для научных исследований и испытаний».

Дальнейшее развитие предложенной методики моделирования изнашивания ПС и математической модели смазочного слоя предполагает проведение экспериментальных исследований ВГСС, образуемого различными СМ (моторными, трансмиссионными, гидравлическими маслами), с целью установления закономерностей изменения его характеристик в зависимости от температуры, нагрузки, скорости сдвига, чистоты обработки поверхностей, наличия абразивных частиц и др. Это позволит сформировать базу данных для использования при моделировании и проектировании ПС различных машин.

## **СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ**

### **В изданиях, рекомендованных ВАК России**

1. 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. Доля автора 10 с.

2. Моделирование гидродинамических подшипников скольжения с учётом индивидуальных противозносных свойств смазочных материалов / **И.Г. Леванов**, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, Д.Н. Никитин // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». – 2021. – № 1. – Т.21. – С.14–28. Доля автора 8 с.

3. **Леванов, И.Г.** Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала / **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Выпуск 15, № 10 (186). – С. 54– 62.

4. **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. Доля автора 4 с.

5. **Леванов, И.Г.** Методика расчёта гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими маслами / **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Выпуск 18, № 31 (248). – С.34-43.

6. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40–42. Доля автора 1 с.

7. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, **И.Г. Леванов**, А.В. Чеснов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19), часть 1. – С. 329–337. Доля автора 4 с.
8. Совершенствование методики расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, **И.Г. Леванов** // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67. Доля автора 2 с.
9. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Н.А. Усольцев, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 5. – С.8–19. Доля автора 5 с.
10. Обоснование выбора класса вязкости моторного масла для снижения трибологических потерь в тяжелонагруженных подшипниках скольжения тепловых двигателей / Е.А. Задорожная, В.С. Мурзин, **И.Г. Леванов**, Д.Ю. Иванов // Двигателестроение. – 2011. – № 4 (246). – Часть 1. – С. 44–47. Доля автора 2 с.
11. Задорожная, Е.А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов** // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №7, – С. 22–30. Доля автора 4 с.
12. Задорожная, Е.А. Расчёт сложнонагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, С.А. Пырьев // Вестник машиностроения. – 2013. – № 12. – С.42–47. Доля автора 3 с.
13. Задорожная, Е.А. Механизм образования граничных слоёв и реологическая модель вязкости тонких слоёв смазочного материала / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов** // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2014. – № 10 (171). – С. 76–81. Доля автора 3 с.
14. Задорожная, Е.А. Методология определения ресурса шатунных подшипников теплового двигателя / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, А.Л. Дудников // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 3 (51). – С. 46–57. Доля автора 5 с.
15. Связь структуры и трибологических характеристик диалкилдитиофосфатов цинка / И.В. Мухортов, К.А. Почкайло, А.А. Дойкин, **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2016. – № 4. – Т.16. – С.67–74. Доля автора 3 с.
16. Мухортов, И.В. Влияние антифрикционных присадок на генерацию тепла в контактах качения с проскальзыванием / И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов**, К.А. Якунина // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2017. – № 3. – Т.17. – С.58–66. Доля автора 4 с.
17. Изучение влияния нетоксичных добавок в рапсовое масло при экспериментальных исследованиях узлов трения машин / М.К. Кандева-Иванова, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов** // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2021. – № 2. – С. 5–14. Доля автора 5 с.

### В изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

18. Predicting lifetime of internal combustion engine crankshaft journal bearings at the design stage / **I. Levanov**, E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, V. Lashmanov, M. Eschiganov // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2021. – № 27(1). – pp. 41–52. Доля автора 5 с.
19. Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication / **I.G. Levanov**, E.A. Zadorozhnaya, I.V. Mukhortov, M.O. Eschiganov // Tribology in Industry. – 2020. – 42(3). – pp. 461–467. Доля автора 3 с.
20. Influence of friction geo-modifier on anti-wear properties of plastic lubricants / **I. Levanov**, E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, N. Dolgushina, E. Polyasko // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2020. – 26(1). – pp. 11–19. Доля автора 4 с.
21. Studying the possibility of using complex esters as AW/EP additives / I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya, M. Kandeва, **I. Levanov** // Tribology in Industry. – 2019. – 41(3). – pp. 355–364. Доля автора 5 с.
22. Zadorozhnaya, E. Tribological research of biodegradable lubricants for friction units of machines and mechanisms: Current state of research / E. Zadorozhnaya, **I. Levanov**, M. Kandeва // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – 0(9783319956299), pp. 939–947. Доля автора 4 с.
23. **Levanov, I.** Influence of friction geo-modifiers on HTHS viscosity of motor oils / **I. Levanov**, E. Zadorozhnaya, D. Vichnyakov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – 0(9783319956299). – pp. 967–972. Доля автора 3 с.
24. Zadorozhnaya, E. Assessing Resource of Internal Combustion Engine Crankshaft Bearing in Consideration of Transient Regime / E. Zadorozhnaya, **I. Levanov**, V. Erkin // Procedia Engineering. – 2017. – 206. – pp. 734–738. Доля автора 3 с.
25. **Levanov, I.** Investigation antiwear properties of lubricants with the geo-modifiers of friction / **I. Levanov**, A. Doykin, E. Zadorozhnaya, R. Novikov // Tribology in Industry. – 2017. – Vol. 39 (3). – pp. 302–306. Доля автора 2 с.
26. Zadorozhnaya, E. Study of HTHS Viscosity of Modern Motor Oils / E. Zadorozhnaya, **I. Levanov**, O. Oskina // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – pp. 602–606. Доля автора 2 с.
27. Mukhortov, I. The Influence of Poly-Molecular Adsorption on the Rheological Behaviour of Lubricating Oil in a Thin Layer/ I. Mukhortov, E. Zadorozhnaya, **I. Levanov**, K. Pochkaylo // FME Transactions. – 2015. – Vol. 43. – pp. 218–222. Доля автора 3 с.
28. Levanov, I.G. Methods of assessing the resource of the crankshaft bearing of internal combustion engine based on the calculation of hydro-mechanical characteristics / I.G. Levanov, E.A. Zadorozhnaya, A.L. Dudnikov // Tribology in Industry. – 2015. – Vol. 37. – № 3. pp. 360–365. Доля автора 3 с.

### В других источниках

29. Задорожная, Е.А. Применение энергосберегающих масел при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** //

Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем: материалы Международной научно-практической конференции, 12–13 мая 2009 г. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – С.103–105. Доля автора 1,5 с.

30. Methodology of Calculation of Dynamics and Hydromechanical Characteristics Complex-Loaded Tribounits, Greased Structurally-Heterogeneous and Non-Newtonian Fluids / V. Prokopiev, J. Rogdestvensky, A. Boyarshinova, E. Zadorozhnaya, V. Karavaev, K. Gavrilov, N. Hozenjuk, **I. Levanov** // IV World Tribology Congress, September 6 – 11, 2009. – Kyoto, Japan.– P. 58. Доля автора 0,5 с.

31. Методология расчёта сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваяев, К.В. Гаврилов, А.К. Бояршинова, **И.Г. Леванов**, Н.А. Хозенюк // Сб. науч. тр. международной конференции Двигатель – 2010, посвящённой 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 115–119. Доля автора 1 с.

32. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, Ю.В. Рождественский, И.В. Мухортов, **И.Г. Леванов** // Трибология-машиностроению: тезисы докладов науч.-техн. конференции, 7–9 декабря 2010 г. – Москва, ИМАШ 2010. – С. 65–66. Доля автора 0,5 с.

33. Задорожная, Е.А. Методика расчёта сложнонагруженных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, **И. Г. Леванов** // XV Международный конгресс двигателестроителей, 14–19 сентября 2010 г. – Харьков, ХАИ, 2010.– С. 40–41. Доля автора 0,5 с.

34. **Леванов, И.Г.** Экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» / **И.Г. Леванов**, И.В. Мухортов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 64–66. Доля автора 2 с.

35. Рождественский, Ю.В. Влияние качества моторных масел на характеристики трибосопряжений двигателей транспортных машин / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Прогрессивные технологии в транспортных системах: материалы XI Международной научно-практической конференции. – Оренбург: ОГУ. – 2013. – С. 439–443. Доля автора 2 с.

36. Задорожная, Е.А. Лабораторное оборудование для испытаний различных фрикционных, антифрикционных и смазочных материалов на трение и износ / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, С.А. Пырьев // Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем // Материалы пятой Международной научно-практической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – С. 125–127. Доля автора 1 с.

37. Задорожная, Е.А. Исследование несущей способности шатунного подшипника двигателя ВАЗ-11183 при различной степени форсирования / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, А.А. Кнура // Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем // Материалы пятой Международной научно-практической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – С. 127–132. Доля автора 3 с.

38. Задорожная, Е.А. Результаты экспериментальных исследований реологических свойств моторных масел / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** //

Трибология и надежность. Сборник научных трудов XI Международной научной конференции. – Санкт-Петербург. – 2011. – С. 246–254. Доля автора 7 с.

39. The simulation of hydromechanical characteristics for the tribosystem of the piston machines with account of non-newtonian and multiphase effects of the lubrication / Y.Rozhdestvenskij, E. Zadorozhnaya, K. Gavrilov, I. Levanov // Tribology in industry and research. Efficient Material and Energy Usage – Challenges and Solutions, Wiener Neustadt. – 2011. – Pp. 237–245. Доля автора 3 с.

40. Methodology of calculation of dynamics and hydromechanical characteristics of heavy-loaded tribounits, lubricated with structurally-non-uniform and non-newtonian fluids / J. Rozhdestvenskiy, E. Zadorozhnaya, K. Gavrilov, I. Levanov, I. Mukhortov, N. Khozenyuk (2011). Tribology - Lubricants and Lubrication, Chang-Hung Kuo (Ed.), ISBN: 978-953-307-371-2, InTech, Available from: <http://www.intechopen.com/articles/show/title/methodology-of-dynamics-and-hydromechanical-characteristics-of-heavyloaded-tribounit> (Pp. 95–118). Доля автора 7 с.

41. Zadorozhnaya, E. Rheological Model of a Boundary Layer of Lubricant/ E. Zadorozhnaya, I. Mukhortov, N. Usolcev, I. Levanov // STLE 66th STLE Annual Meeting & Exhibition. – 2011. Hilton Atlanta, ~ Atlanta, Georgia (USA). Доля автора 2 с.

42. Задорожная, Е.А. Оценка работоспособности и ресурса сложнонагруженных трибосопряжений теплового двигателя на основе расчёта их гидромеханических характеристик / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, Р.О. Чучелов // Проблемы и перспективы развития автомобильного транспорта // Материалы Международной научно-практической конференции. – Курган. – 2013. – С. 41–50. Доля автора 4 с.

43. Леванов, И.Г. Напряжённо-деформированное состояние и ресурс вкладыша подшипника скольжения коленчатого вала дизеля / И.Г. Леванов, В.В. Герцев. – Текст: электронный // В сборнике: Наука ЮУрГУ. Материалы 66-й научной конференции. – Челябинск. – 2014. – С.227–235. Доля автора 4 с.

44. Задорожная, Е.А. Расчётно-графический метод оценки работоспособности сложнонагруженных трибосопряжений / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов** // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2013» // Международная научно-техническая конференция: сборник докладов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева. – 2013. –С. 41–49. Доля автора 2 с.

45. Mukhortov, I.V. Multimolecular adsorption lubricants and its integration in the theory fluid friction / I.V. Mukhortov, E.A. Zadorozhnaya, I.G. Levanov // Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition 2013. – 2013. – P. 147–149.

46. 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. Доля автора 10 с.

## Комплексы программ для ЭВМ

47. 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. 20.06.2007; зарегистр. 17.08.2007.

48. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610348. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность» / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, С.В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615348; заявл. 17.11.2008; зарегистр. 14.01.2009.

49. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610350. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания «Подшипники скольжения многоопорных валов» / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Н.А. Хозенюк, **И.Г. Леванов**, А.А. Мыльников, Д.С. Бобин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615350; заявл. 17.11.2008 ; зарегистр. 14.01.2009.

50. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612188. Программа исследования характеристик статически нагруженных подшипников скольжения «Микрореология» / И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, В.А. Кузнецов, А.В. Чеснов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610346; заявл. 25.01.2010 ; зарегистр. 24.03.2010.

51. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612189. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор-II» / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, П.А. Тараненко, С.В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610347; заявл. 25.01. 2010 ; зарегистр. 24.03. 2010.

52. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032. Программа расчёта гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень-цилиндр» с учётом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя: «Поршень-КОНТАКТ»/ Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Е.А. Задорожная, А.А. Дойкин, **И.Г. Леванов**; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2012618522; заявл. 08.10. 2012; зарегистр. 05.12. 2012.

53. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015618139. Программа исследования работоспособности и ресурса

трибосопряжений теплового двигателя на основе расчёта их гидромеханических характеристик / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, А.Л. Дудников, В.Г. Очеретный, В.И. Еркин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2015614543; заявл. 01.06.2015; зарегистр. 31.07.2015.

54. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017612831. Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учётом неустановившихся режимов работы / Е.А. Задорожная, **И.Г. Леванов**, А.Л. Дудников, В.И. Еркин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2016661917; заявл. 08.11.2016; зарегистр. 03.03.2017.

55. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018616032. Программа «Моделирование изнашивания шатунных вкладышей подшипников коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V1» / **И.Г. Леванов**, В.С. Мурзин, В.В. Герцев; заявитель и правообладатель: Минопромторг России. – заявка № 2017663882; заявл. 27.12.2017; зарегистр. 21.05.2018.

56. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018616040. Программа «Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2» / **И.Г. Леванов**, В.С. Мурзин, В.В. Герцев; заявитель и правообладатель: Минопромторг России. – заявка № 2017663876; заявл. 27.12.2017; зарегистр. 21.05.2018.

57. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020665296. Программа моделирования изнашивания и прогнозирования ресурса гидродинамических подшипников скольжения поршневых и роторных машин / **И.Г. Леванов**, Е.А. Задорожная, А.Н. Исламов, М.О. Ещиганов, О.О. Дорохова; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2020664772; заявл. 23.11.20; зарегистр. 26.11.20.

58. 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.

### Патенты

59. Патент N 181065 Российская Федерация, МПК F01M 1/10 (2006.01), B01D 27/14 (2006.01). Двухступенчатый масляный фильтр : N 2017140688 : заявл. 22.11.2017 : опубликовано 04.07.2018 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г.; заявитель ЮУрГУ. – 9 с.: ил. – Текст: непосредственный.

60. Патент N 185104 Российская Федерация, МПК B01D 35/14 (2006.01), F01M 1/18 (2006.01). Масляный фильтр с сигнальным устройством : N 2018129351 : заявл. 09.08.2018 : опубликовано 21.11.2018 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г.; заявитель ЮУрГУ. – 8 с.: ил. – Текст: непосредственный.

61. Патент N 192999 Российская Федерация, МПК F01M 1/10 (2006.01), B01D 35/02 (2006.01). Разборный масляный фильтр : N 2019119644 :

заявл. 24.06.2019 : опубликовано 09.10.2019 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 8 с.: ил. – Текст: непосредственный.

**62. Патент N 192311 Российская Федерация, МПК В01D 35/14 (2006.01), F01M 1/10 (2006.01), F16N 39/06 (2006.01).** Масляный фильтр с сигнальным устройством : N 2019110495 : заявл. 08.04.2019 : опубликовано 12.09.2019 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 11 с.: ил. – Текст: непосредственный.

**63. Патент N 204510 Российская Федерация, МПК В01D 35/14 (2006.01), F01M 1/10 (2006.01), F16N 39/06 (2006.01).** Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра : N 2020141467 : заявл. 16.12.2020 : опубликовано 28.05.2021 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 16 с.: ил. – Текст: непосредственный.

Леванов Игорь Геннадьевич

ОЦЕНКА РЕСУРСА СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ  
ТУРБОПОРШНЕВЫХ МАШИН С УЧЁТОМ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ  
МАТЕРИАЛОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗНАШИВАНИЯ

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

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Издательский центр  
Южно-Уральского государственного университета

---

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 2,0. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ .

---

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.