

На правах рукописи

Задорожная Елена Анатольевна

ДИНАМИКА И СМАЗКА НЕНЬЮТОНОВСКИМИ ЖИДКОСТЯМИ  
СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ  
И РОТОРНЫХ МАШИН

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

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Челябинск – 2013

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева.

**Научный консультант** – доктор технических наук, профессор  
Рожественский Юрий Владимирович.

**Официальные  
оппоненты:**

Некрасов Сергей Геннадьевич,  
доктор технических наук, профессор,  
(ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ), профессор кафедры);  
Савин Леонид Алексеевич,  
доктор технических наук, профессор,  
(ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»,  
заведующий кафедрой);  
Годлевский Владимир Александрович  
доктор технических наук, профессор,  
(ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный  
университет», профессор кафедры).

**Ведущее предприятие** – ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».


Защита диссертации состоится 25 декабря 2013 г., в 13 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д 212.298.09 в Южно-Уральском государственном университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ. Ученый совет, электронная почта: [d212.298.09@mail.ru](mailto:d212.298.09@mail.ru), контактный телефон (351) 267-91-23.

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » ноября 2013 г.

Ученый секретарь специализированного  
диссертационного совета Д 212.298.09,  
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность и степень разработанности темы.** Тенденции развития машиностроения в настоящее время характеризуются увеличением удельной мощности поршневых и роторных машин, форсированием современных двигателей, повышением энергоэффективности при одновременном росте требований к их надежности и долговечности, что приводит к неизбежному росту нагруженности и теплонапряженности узлов и сопряжений перечисленных машин. Решение проблемы повышения энергоэффективности, безотказности и долговечности механизмов и машин различного назначения неразрывно связано с совершенствованием конструкции их узлов трения.

Трибосопряжения (ТС) с гидродинамическим режимом смазывания (опоры жидкостного трения) и переменными во времени по величине и направлению нагрузками называют сложнагруженными (нестационарно нагруженными). К таким ТС относят: шатунные и коренные подшипники коленчатых валов; сопряжение «поршень-цилиндр» двигателей внутреннего сгорания (ДВС); опоры скольжения валов поршневых компрессоров, насосов; подшипники скольжения роторов турбомашин и электрогенераторов и др. Наличие смазочного материала (СМ) в ТС способствует обеспечению преимущественно жидкостного режима трения, при котором потери на трение достаточно малы, а износ деталей минимален. Практика показывает, что сложнагруженные ТС машин и механизмов являются наиболее ответственными элементами. В связи с этим при конструировании новых и модернизации разработанных ТС уделяется повышенное внимание к происходящим в узлах трения взаимосвязанным трибологическим процессам и явлениям, к которым можно отнести механические, тепловые, химические и другие процессы.

Непрерывное развитие и совершенствование поршневых и роторных машин, а также стремление современных инженеров и конструкторов к созданию энергоэффективных установок различного назначения привело к разработке новых конструкционных и смазочных материалов, обладающих улучшенными трибологическими свойствами. Например, перспективными являются различного рода моторные масла с высокими противоизносными свойствами, обеспечивающие работоспособность в экстремальных условиях (при повышенных нагрузках, скоростях и температурах) и позволяющие снизить потери мощности на трение и теплонапряженность в ТС. Такие масла называют энергосберегающими, однако их реологическое поведение значительно отличается от обычных ньютоновских жидкостей. Многие из этих моторных масел, представляющих собой смесь базовых компонентов и пакета присадок различного назначения, относятся к *неньютоновским жидкостям*. К наиболее известным неньютоновским свойствам этих масел можно отнести зависимость их вязкости от скорости сдвига (псевдопластичность, дилатантность), вязкоупругие эффекты (релаксация касательных напряжений, появление нормальных напряжений при сдвиге), а также их структурную неоднородность (суспензии, газосодержание и др.).

Большинство теоретических и экспериментальных работ по исследованию ТС различного назначения, несмотря на их несомненную значимость, основываются на классической гидродинамической теории смазки, описывающей поведение ньютоновской жидкости в тонком смазочном слое (СС), разделяющем поверхности сопряжения, вязкость которой зависит только от температуры и давления. К классическим работам в этой области относят труды Н.А. Петрова и О. Рейнольдса и многих других исследователей. Применение методов классической гидродинамики в расчетных ме-

тодиках влечет за собой возникновение противоречий между общепринятыми критериями работоспособности узлов трения механизмов и реальными условиями работы ТС. Так, расчетные значения гидромеханических характеристик (ГМХ), полученные на основе использования положений классической гидродинамической теории смазки для сложнонагруженных ТС, работающих на неньютоновских СМ, существенно отличаются от аналогичных параметров, полученных экспериментально.

Теория гидродинамических сложнонагруженных ТС характеризуется совокупностью методов решения взаимосвязанных задач: определение траекторий, по которым движутся элементы конструкции; расчет гидродинамических давлений в тонком СС, который разделяет движущиеся поверхности трения; оценка теплового состояния изучаемой системы; определение интегральных ГМХ исследуемых сопряжений.

В последние десятилетия стали создаваться математические модели и методы, позволяющие учитывать отдельные особенности реологического поведения СМ. К таким работам можно отнести труды Библика Е.Е., Вильямсона (Williamson), Дун Джао, Вовк А.Ю., Гезима В.А. (Gecim), Колодежнова В.Н., Погодаева Л.И., Паранжипа (Paranjpe R.S.), Прокопьева В.Н., Савина Л.А., Синха (Singh), Харной (Harnoy A.V.), Циганкова А.В., Элрода (Elrod H.G.), Bartz W.J., Bukovnik S., Hirani H.K., Čaika V., Offner G., Тейлора (Taylor), Haosheng C., Darong C., Zhang C., Chen D.R., Raghunandana K., Majumdar B.C., Thakurta D.G., Yang, Wen P., Mather Mate, Choi C.H., Coy R.C. и др.

Однако, применение методик, учитывающих неньютоновские свойства СМ, при проектировании сложнонагруженных ТС затруднено, т.к. в инженерной практике наблюдается отсутствие надежной информации о реологическом поведении современных СМ при повышенных скоростях сдвига и температурах в тонких СС, характерных для различных режимов работы узлов трения.

Так, во многих работах для описания зависимости вязкости СМ от скорости сдвига исследователи использовали степенной закон Оствальда-де Вела. Этот закон имеет достаточно простую математическую форму, хотя область его применения ограничена. Известны также подходы, более реалистично отражающие зависимости вязкости смазки от скорости сдвига. К ним можно отнести модели Гезима и Кросса, однако способы определения параметров, характеризующих поведение СМ, как при пониженных, так и при повышенных скоростях сдвига, не указываются.

В ряду задач, стоящих перед современной трибологией, особое положение занимает моделирование эффекта влияния на параметры трения противоизносных присадок масел. Влияние поверхностно-активных веществ (ПАВ) на вязкость СМ, прилегающего к поверхностям трения, исследовали Ахматов А.С., Буяновский И.А., Дерягин Б.В., Чураев Н.В., Ходаков Г.С., Браунауэр, Эммет, Теллер, де Бур, Цвиккер, Поляни, Годлевский В.А., J.Van der Werff, K.Kwak, C.Kim, X.Wang, X.Xu и др. отечественные и зарубежные ученые. Несмотря на известность факта влияния ПАВ на вязкость СМ в слое, непосредственно прилегающем к твердой поверхности, а также на диапазон температур, контактных давлений и скоростей смещения поверхностей ТС, в котором реализуется режим жидкостного трения, соответствующие реологические модели СМ, пригодные для исследований динамики сложнонагруженных ТС, не разработаны. В связи с этим возникает необходимость выяснения механизма влияния противоизносных присадок на реологические параметры СМ, их формализованного описания и включения соответствующих математических моделей в методы гидродинамических расчетов узлов трения машин.

Наряду с указанными, повышенный интерес для инженеров-конструкторов представляют задачи динамики, связанные с решением уравнений движения подвижных элементов ТС, в том числе, нелинейных колебаний гибких роторов турбомашин, на подшипниках скольжения с несколькими СС неньютоновской жидкости, а также задачи оценки ресурса узла трения.

Таким образом, разработка теоретических основ расчета сложнонагруженных ТС, смазываемых неньютоновскими жидкостями, обоснование моделей динамики и смазки, отражающих реальные процессы, протекающие в тонком СС, разделяющем поверхности трения, а также создание алгоритмов и программного обеспечения для решения практических задач проектирования и доводки ТС различных машин и механизмов, повышение их надежности обуславливают актуальность данной работы.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований УрО РАН на 1995–2005 годы (раздел 2 – «Машиностроение», направление 2.4 – «Трибология в машиностроении»); по планам Министерства образования РФ 1996–1998 годов (направление «Динамика и оптимальный синтез машин и рабочих процессов, закономерности трения, износа и смазки в машинах», подраздел «Проблемы механики»); в 2001 г. при финансовой поддержке Министерства образования РФ по направлениям: «Машиноведение и детали машин» (грант ТОО-6.1-1467); «Турбостроение и двигателестроение» (грант ТОО-6.7-1476), а также при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы» (№П503 от 5.08.2009, № 16.740.11.0073 от 1.09.2010, № П2019 от 2.11.2009), Российского фонда фундаментальных исследований (проекты № 07-08-00554, № 10-08-00424), Комплексной программы фундаментальных исследований проблем машиностроения, механики и процессов управления «Машиностроение и технология» УрО РАН на 2006–2008 гг.; при финансовой поддержке Министерства образования РФ (грант ТОО-6.1-1967) в 2002 г; аналитической ведомственной целевой программы Министерства образования РФ «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

**Цель исследования:** разработать систему математических моделей и методов решения задач динамики и смазки неньютоновскими жидкостями сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин, направленных на повышение их надежности.

**Задачи исследования** заключаются в следующем.

1. Создать реологическую модель СМ сложнонагруженного ТС, отражающую зависимость вязкости от температуры, давления, скорости сдвига. При этом учитывать эффект релаксации касательных напряжений и принимать во внимание наличие высоковязкого граничного слоя, адсорбированного на поверхностях трения, ограничивающих СС.

2. Разработать метод расчета поля гидродинамических давлений в СС неньютоновской жидкости с учетом нерегулярной геометрии поверхностей трения сложнонагруженных ТС, распределения температур и увеличения вязкости СМ в слое, непосредственно прилегающем к твердой поверхности.

3. Разработать на основе неизотермического подхода метод расчета теплового состояния сложнонагруженного ТС с учетом распределения температуры в окружном и радиальном направлениях в тонком слое неньютоновской смазывающей жидкости.

4. Создать алгоритм для решения задачи динамики подвижных элементов неавтономных ТС роторных машин с учетом условий смазывания неньютоновскими жидкостями.

5. Экспериментально обосновать параметры реологической модели СС неньютоновской жидкости.

6. Разработать программные комплексы для решения задач динамики и смазки сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими жидкостями.

7. Оценить влияние реологического поведения моторных масел различных классов вязкости на гидромеханические характеристики ТС поршневых и роторных машин.

8. Разработать способ оценки работоспособности и ресурса опор жидкостного трения, позволяющие на основе полученных в ходе расчетных исследований ГМХ прогнозировать возможность ТС воспринимать заданные нагрузки при различных сочетаниях его основных геометрических параметров.

**Объекты исследования.** Процессы, происходящие в СС неньютоновской жидкости, разделяющей произвольно движущиеся поверхности сложнонагруженных ТС.

**Предмет исследования.** Зависимость гидромеханических и трибологических характеристик сложнонагруженных ТС от реологических свойств СМ.

**Методы исследования.** Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования реологических свойств СМ.

#### **Научная новизна.**

1. Сформулирована и обоснована модель СС неньютоновской жидкости в сложнонагруженном ТС, отражающая зависимость вязкости от температуры, давления, скорости сдвига, учитывающая эффект релаксации касательных напряжений и наличие высоковязкого слоя, непосредственно прилегающего к поверхностям трения.

2. Разработан универсальный адаптивный многосеточный итерационный алгоритм для расчета поля гидродинамических давлений в тонком СС сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин (радиальных подшипников скольжения) с учетом неньютоновских свойств СМ и нерегулярной макро- геометрии поверхностей трения.

3. Предложен метод решения неизотермической задачи смазки сложнонагруженного радиального подшипника скольжения на основе решения уравнения энергии для тонкого СС неньютоновской жидкости, позволяющий получить пространственное распределение температуры и оценить теплонапряженность элементов ТС.

4. Создан алгоритм совместного решения системы уравнений движения подвижных элементов ТС и гидродинамических давлений в СС, предназначенный для задач динамики неавтономных ТС роторных машин с учетом условий смазывания неньютоновскими жидкостями, и реализованный с использованием метода Рунге-Кутты и адаптивного многосеточного алгоритма.

**Достоверность полученных результатов** обосновывается:

строгостью используемого в работе математического аппарата, оценками погрешностей разработанных методов и алгоритмов;

сопоставлением расчетных данных, полученных для различных ТС, с экспериментальными результатами;

применением апробированных экспериментальных методов исследования характеристик сложнонагруженных ТС и свойств СМ с использованием сертифицированных средств измерений и испытательного оборудования;

сопоставлением теоретических результатов с экспериментальными и расчетными результатами других исследователей.

### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

Гидродинамическая теория смазки получила развитие, связанное с разработкой математических моделей неньютоновской смазывающей жидкости в тонком СС сложнагруженных ТС.

Разработано методическое, алгоритмическое и программное обеспечение для научных и исследовательских работ, связанных с изучением влияния реологического поведения СМ на несущую способность ТС машин и механизмов различного назначения.

Выявлена зависимость между трибологическими характеристиками СМ и их реологическими параметрами, обусловленными содержанием ПАВ и закономерностями адсорбции их компонентов на металлических поверхностях трения, ограничивающих СС. Это позволило объяснить различия противоизносных свойств наиболее распространенных СМ и описать режим жидкостного трения в сложнагруженных ТС поршневых машин.

Предложен расчетно-графический метод оценки работоспособности подшипников жидкостного трения, позволяющий прогнозировать возможности работы ТС при различных сочетаниях основных геометрических параметров, не выполняя дополнительных многовариантных вычислений.

Предложен способ использования расчетных ГМХ для оценки ресурса сложнагруженных ТС.

Применение разработанных моделей и методов дает возможность: моделировать работу сложнагруженных ТС, смазываемых неньютоновскими жидкостями; оценивать влияние на их ГМХ комплекса конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов при проектировании гидродинамических подшипников скольжения; более обосновано формулировать рекомендации по совершенствованию конструктивных параметров ТС и подбору СМ.

В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы разработанные при участии автора комплексы программ «Ньютон-II», «Микрополярность», «Подшипники скольжения многоопорных валов», «Гибкий ротор-II», «Микрореология» и др., предназначенные для анализа ГМХ сложнагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах [51–62].

Разработаны и запатентованы оригинальные конструкции подшипников скольжения [63–65] (подшипник поршневого пальца двигателя внутреннего сгорания, многослойные радиальные подшипники ротора турбокомпрессора), обладающие улучшенными ГМХ и позволяющие повысить надежность работы соответствующего механизма в целом.

Совместно с конструкторскими и технологическими бюро машиностроительных предприятий решены практические задачи по повышению надежности ТС вновь проектируемых ДВС (коренные и шатунные подшипники скольжения коленчатого вала, сопряжение «поршень – цилиндр» для серии новых двигателей ЧН 13/15, разрабатываемых ГСКБ «Трансдизель») и доводки существующих конструкций (подшипники поршневого пальца двигателя ЧВН 15/16 производства ВгМЗ, многослойные подшипники турбокомпрессора ТКР 8,5С производства ОАО «ЧТЗ-Уралтрак»).

### **Положения, выносимые на защиту.**

1. Реологическая модель тонкого СС сложнонагруженного ТС, отражающая зависимость вязкости от температуры, давления, скорости сдвига, с учетом эффекта релаксации касательных напряжений и наличия высоковязкого граничного слоя на поверхностях трения. Входящие в модель параметры, отражающие степень неньютоновского поведения СМ, определены на основе результатов экспериментальных исследований реологического поведения загущенных всесезонных моторных масел.

2. Адаптивный многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в тонком СС неньютоновской смазывающей жидкости, позволяющий моделировать наличие источников смазки на поверхностях трения и обеспечивающий устойчивость и высокую скорость сходимости итерационных процедур в широком диапазоне конструктивных параметров ТС.

3. Зависимость между трибологическими параметрами СМ и их реологическими свойствами, обусловленными содержанием противоизносных ПАВ и закономерностями адсорбции их компонентов на поверхностях ТС, ограничивающих тонкий СС.

4. Метод решения уравнения энергии для тонкого СС неньютоновской жидкости на основе термогидродинамического подхода, в результате применения которого получено пространственное распределение температуры в слое с учетом теплообмена с ограничивающими его поверхностями трения.

5. Программное обеспечение для выполнения расчетов выходных параметров (гидромеханических характеристик) сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин в виде программных комплексов и пакетов прикладных программ, позволяющих на ранних этапах проектирования узлов трения машин и механизмов принимать во внимание их геометрические особенности, различные виды нагружения, а также свойства конструкционных и смазочных материалов.

6. Примеры и результаты решения практических задач расчета ГМХ сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими жидкостями, а также рекомендации по изменению конструкций ТС и выбору класса вязкости моторного масла для двигателей внутреннего сгорания.

**Реализация.** Разработанное методическое, алгоритмическое и программное обеспечение внедрено и используется при проектировании гидродинамических сложнонагруженных ТС на машиностроительных предприятиях: «Барнаултрансмаш», ГСКБ «Трансдизель», ОАО «ЧТЗ-Уралтрак», а также в учебном курсе «Триботехника» при подготовке инженеров, бакалавров, магистров на автотракторном факультете Южно-Уральского государственного университета.

**Апробация результатов.** Основные результаты доложены и обсуждены на конференциях, конгрессах и симпозиумах различного уровня: «Повышение долговечности и качества подшипниковых узлов» (Пермь, 1989), «Актуальные проблемы машиноведения»: XII конференция молодых ученых института машиноведения (Москва, 1989); «Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте»: международная научно-техническая конференция (Самара, 1999); XXI Российская школа по проблемам науки и технологий (Миасс, 2001); «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения»: Международная научно-техническая конференция, посвященная юбилею Трашутина (Челябинск, 2006); «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет»: Международный научный симпозиум (Орел, 2006); «IFToMM Rotordynamics» The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics (Seul, Korea, 2012); «Двигатель – 2010»: Международная конференция, посвященная 180-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, МГТУ, 2010); «Исследование, разработка



и применение высоких технологий в промышленности»: X Международная научно-практическая конференция (Санкт-Петербург, 2012); «Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем»: Международная научно-практическая конференция (Челябинск: ЮУрГУ, 2009, 2011, 2012, 2013); «ECOTRIB 2011, 3<sup>rd</sup> European Conference on Tribology in tandem with 4<sup>th</sup> Vienna International Conference on NanoTechnology» (Wien, Austria, 2011); «Актуальные проблемы трибологии»: Международная научно-практическая конференция (Самара, 1999, 2001, 2007, 2009, 2011); «Tribology in industry and research. Efficient Material and Energy Usage – Challenges and Solutions» (Wiener Neustadt, 2011); «15<sup>th</sup> Nordic Symposium on Tribology» (Тронхейм, Норвегия, 2012); «Конгресс двигателестроителей» (ХАИ, Харьков, Украина, 2010, 2012); «Трибология и надежность»: XII Международная конференция (Санкт-Петербург, 2011, 2012); «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению»: Всероссийская научно-техническая конференция с участием иностранных специалистов (Москва, ИМАШ, 2010, 2012); «Транспортные и транспортно-технологические системы»: Международная научно-техническая конференция (Тюмень, ТюмГНГУ, 2013); «Прогрессивные технологии в транспортных системах»: XI Международная научно-практическая конференция (Оренбург, ОГУ, 2013); «Инновации и исследования в транспортном комплексе»: I Международная научно-практическая конференция (Курган, 2013); STLE Annual Meeting & Exhibition (Atlanta, Georgia, 2011, Detroit, Michigan, 2013, USA); «World Tribology Congress» (Kioto, Japan, 2009; Torino, Italy, 2013), а также на ряде областных и вузовских конференциях, совещаниях и семинарах промышленных предприятий (1989 – 2013).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 65 научных работ, включая 20 статей в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 3 патента на полезную модель, 11 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения и 8 приложений, изложена на 306 страницах машинописного текста, включая 109 иллюстраций, 52 таблицы, и библиографический список, содержащий 322 наименования.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

**В первой главе** представлены основные задачи динамики и смазки сложнонагруженных ТС, на решение которых направлены усилия современных исследователей-трибологов. Отмечено, что в настоящее время уровень развития вычислительных методов и компьютерных технологий позволяет инженерам и исследователям при моделировании и расчете ТС различных машин учитывать целый ряд конструктивных, технологических, режимных и других параметров, влияющих на работу узлов трения. Особое внимание обычно уделяется геометрическим параметрам ТС и виду его нагружения, а такой конструктивный параметр, как СМ и его свойства, не всегда принимаются во внимание. Однако, современные смазочные жидкости, используемые в сложнонагруженных узлах трения, загущены различными присадками, что ведет к значительному изменению условий работы ТС. В некоторых случаях это приводит к уменьшению толщины смазочной пленки до уровня микрочастиц, находящихся в смазке, или до величины микронеровностей на поверхностях трения. С другой сторо-

ны, наличие присадок может способствовать увеличению толщины СС и одновременно ведет к повышению затрат мощности на трение в подшипниковом узле. В частности, большое влияние на свойства СМ, в первую очередь на вязкость, оказывают полимерные добавки, твердые частицы порошкообразных присадок или продукты износа, а также микро пузырьки, присутствующие в масле. Поэтому при исследовании работоспособности ТС необходимо учитывать изменение реологических свойств смазочных жидкостей и их влияние на ГМХ сложнагруженных опор жидкостного трения: экстремальные и средние за цикл нагружения толщины и давления в СС; максимальную и среднюю нагрузку на элементы сопряжения; суммарные протяженности областей с толщинами менее и давлениями более допустимых в СС; среднеинтегральные потери на трение, температуру и расход смазки в ТС; коэффициенты перегрузки, допустимых толщин, температур и давлений в СС.

В классической гидродинамической теории смазки движение жидкости в тонком СС ТС описывается тремя фундаментальными законами: сохранения количества движения и момента количества движения в ограниченном объеме жидкости; сохранения массы в виде уравнения неразрывности потока; сохранения энергии. Для сложнагруженных ТС к уравнениям, составленным на основе законов сохранения, добавляются уравнения движения их подвижных элементов.

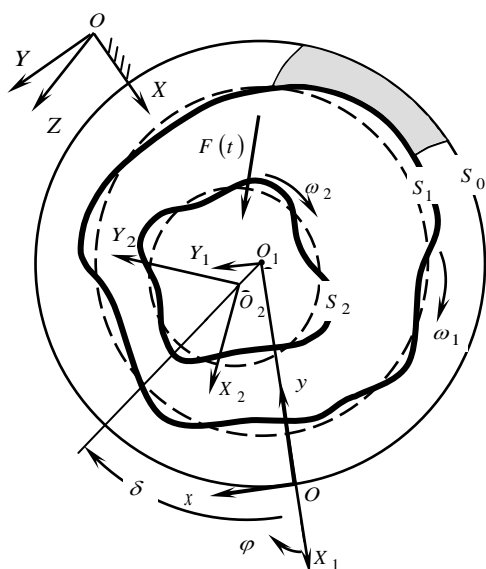


Рис. 1. Сечение подшипника

Теория расчета гидродинамических ТС характеризуется совокупностью методов решения взаимосвязанных задач: решение уравнений динамики многомассовых механических систем, в том числе уравнений движения подвижных элементов ТС; решения задач динамики сплошной среды для определения давлений в СС, разделяющем поверхности трения неидеальной геометрии при произвольном законе их движения; оценка температурного состояния системы; определение и оптимизация интегральных ГМХ.

Для исследований *динамики опоры жидкостного трения* обычно рассматривают движение шипа на СС в подшипнике. В пространстве координат  $OXYZ$  движение шипа, вращающегося с угловой скоростью  $\omega_2$  (рисунок 1), описывается

системой приближенных дифференциальных уравнений

$$\tilde{m} \ddot{U}(t) = \tilde{F}(t) + \tilde{R}(U, \dot{U}). \quad (1)$$

Здесь  $U(t) = \{X, Y, Z, \gamma_X, \gamma_Y, \gamma_Z\}$  – вектор обобщенных координат шипа;  $\tilde{m}$  – матрица инерции шипа:  $\{\tilde{m}_{ii}\} = \{m, m, m, J_X, J_Y, J_Z\}$ ,  $m, J_X, J_Y, J_Z$  – масса и моменты инерции шипа,  $\tilde{m}_{j \neq i} = 0$ ,  $i = 1, \dots, 6$ ,  $j = 1, \dots, 6$ ;  $\tilde{F}(t) = \{F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y, M_Z\}$  – вектор известных нагрузок на шип, представленный силой  $\overline{F}$  с проекциями  $F_X, F_Y, F_Z$  на оси системы координат  $OXYZ$  и моментом сил  $\overline{M}$  с проекциями  $M_X, M_Y, M_Z$ ;  $\tilde{R}(U, \dot{U}) = \{R_X, R_Y, R_Z, M_X, M_Y, M_Z\}$  – вектор нагрузок, обусловленных гидродинамическими давлениями в СС;  $t$  – время.

*Гидродинамические давления* в тонком СС ньютоновской жидкости обычно определяют при соответствующих допущениях решением уравнения Рейнольдса, которое для радиальной опоры в безразмерном виде записывают следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^{-3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \bar{\mu}_p \left( \Omega \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \right), \quad (2)$$

где  $\bar{p} = p \psi^2 / (\mu_0 \omega_0)$  – безразмерное давление в СС;  $\psi = h_0 / r$  – относительная характерная толщина СС;  $\bar{\mu}_p = \mu_p / \mu_0$  – безразмерный коэффициент динамический вязкости СМ;  $\mu_0$  – характерный динамический коэффициент вязкости СМ;  $\omega_0$  – характерная угловая скорость;  $\bar{t} = \omega_0 t$  – безразмерное время;  $\Omega = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_0$  – безразмерная угловая скорость вращения шипа;  $r$  – радиус шипа;  $\varphi, \bar{z}$  – угловая и осевая координаты;  $\bar{h}(\varphi, \bar{z}, \bar{t})$  – безразмерная толщина СС;  $\omega_1$  – угловая скорость подшипника.

При интегрировании уравнения (2) в области  $\bar{\Omega} = (\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$  чаще всего применяют граничные условия Свифта-Штибера (СШ), которые записывают в виде следующих ограничений на функцию  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ :

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) &= \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0, \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}_S \quad \text{на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_S, S = 1, 2 \dots S^*. \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь  $\Omega_S$  – область источника смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи  $p_S$ ,  $S^*$  – количество источников.

В основе *теории тепловых процессов*, происходящих в системе «шип – смазочный слой – подшипник», используют обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для СС вязкой жидкости:

$$\rho c_0 \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_0 \left( V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = D, \quad (4)$$

где  $\rho, c_0, \lambda_0$  – плотность, удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (обычно принимаются постоянными);  $T(x, y, z, t)$  – температура в точке с координатами  $x, y, z$ ;  $V_x, V_y, V_z$  – компоненты вектора скорости элементарного объема смазки, расположенного между двумя поверхностями трения;  $D$  – диссипативная функция, определяемая следующим приближенным выражением:

$$D \approx \mu \left[ \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Первое слагаемое в левой части уравнения (4) отражает изменение теплосодержания выделенного элементарного объема смазки за счет изменения температуры во времени, второе слагаемое выражает зависимость от конвективного переноса теплоты, третье – за счет теплопроводности поперек СС. Диссипация энергии соответствует количеству механической энергии, необратимо перешедшей в теплоту.

В зависимости от того, каким представляется распределение температур в СС и каков характер теплоотвода в ТС, используют три основных подхода: термогидродинамический (неизотермический); адиабатический; изотермический.

В главе также представлены наиболее известные реологические модели, описывающие свойства современных СМ, а также существующие методики расчета подшипников скольжения, учитывающие неньютоновское поведение моторных масел. Указанные реологические модели условно подразделяют на три категории: структурновязкие, описывающие зависимость вязкости от скорости сдвига; вязкоупругие, учитывающие время релаксации касательных напряжений в СС; структурнонеоднородные, описывающие поведение смазок с твердыми, жидкими или газообразными фазами. Проведен также обзор работ, посвященных исследованиям закономерностей и механизмов изменения вязкости смазывающих жидкостей по толщине СС вследствие контакта с окружающими его твердыми поверхностями.

Совместное решение системы уравнений (1), (2) и (4) позволяет проанализировать процессы, протекающие в ТС, и оценить их работоспособность. При этом помимо конструктивных особенностей ТС все большее внимание стало уделяться реологическим параметрам СМ, оказывающим непосредственное влияние на гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников скольжения.

В качестве критериев работоспособности ТС обычно используются наименьшая допустимая толщина СС и наибольшее допустимое гидродинамическое давление.

Обзор научных статей и технической литературы подтвердил правильность выбранных направлений работы, цели и задачи исследования.

**Во второй главе** рассматривается методология расчета гидродинамических сил в тонком СС неньютоновских жидкостей. Представлены основные допущения и положения методики, описывающие процессы, происходящие в СС сложнонагруженного ТС. Расчет гидродинамических сил или реакций СС  $\bar{R}_U$  основан на определении поля давлений, возникающих в СС, которые для неньютоновских жидкостей определяли интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \bar{h}^{n+2} \left( \bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \bar{h}^{n+2} \left( \bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \Omega \bar{\rho} \bar{h} \left( 1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (6)$$

Здесь  $\bar{\rho}$ ,  $\bar{z} = z/r$ ,  $-a \leq \bar{z} \leq a$  – безразмерные: плотность СМ, координата по ширине подшипника;  $n$  – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения СМ;  $a = B/D$  – относительная ширина подшипника;  $B, D = 2r$ ,  $r$  – соответственно, ширина, диаметр, радиус подшипника; безразмерная толщина СС  $\bar{h}$  и ее производная  $\partial \bar{h} / \partial \tau$ , которые определяются формулами

$$\begin{aligned} \bar{h} &= 1 - \chi \cos(\varphi - \delta) + \bar{h}_\Delta, \quad \bar{h}_\Delta = \bar{\Delta}_1(\gamma_1) - \bar{\Delta}_2(\gamma_2); \\ \partial \bar{h} / \partial \bar{t} &= -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta) + \partial \bar{h}_\Delta / \partial \bar{t}. \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\chi$  – относительный эксцентриситет;  $\delta$  – угол относительного положения линии центров;  $\bar{\Delta}_1, \bar{\Delta}_2$  – макроотклонения радиусов втулки и шипа от их номинальных размеров;

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \bar{y}^k / \bar{\mu} d\bar{y}, \quad k = 0, 1, 2. \quad (8)$$

Здесь  $\bar{\mu}$  – неньютоновская вязкость СМ;  $\bar{y}$  – безразмерная координата поперек СС.

В качестве граничных условий использовали выражения (3).

Градиенты скоростей сдвига и соответствующие скорости элементарного объема смазки в безразмерном виде определяли следующими выражениями:

$$\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}} \cdot \left[ \frac{\Omega}{\bar{\phi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left( \frac{\bar{y}}{\bar{y}} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right]; \quad \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial \bar{z}} = \frac{1}{\bar{\mu}} \cdot \bar{h}^{n+1} \left( \frac{\bar{y}}{\bar{y}} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}; \quad (9)$$

$$\bar{V}_x = \frac{\bar{\phi}_{0y}}{\bar{\phi}_0} \Omega + \left( \frac{\bar{y}}{\bar{\phi}_{1y}} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \frac{\bar{y}}{\bar{\phi}_{0y}} \right) \bar{h}^{n+1} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}; \quad \bar{V}_z = \left( \frac{\bar{y}}{\bar{\phi}_{1y}} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \frac{\bar{y}}{\bar{\phi}_{0y}} \right) \bar{h}^{n+1} \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}};$$

$$\bar{V}_y = \bar{h} \psi \left[ \frac{1}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} (\bar{V}_x \bar{y} - \bar{q}_{xy}) - \frac{\partial \bar{q}_{xy}}{\partial \varphi} - \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{q}_{zy}}{\partial \varphi} \right]. \quad (10)$$

Здесь  $\bar{q}_{xy}, \bar{q}_{zy}$  – безразмерные расходы смазки.

Эффект релаксации касательных напряжений в СС вязкоупругих жидкостей учитывался либо на основе вычисления соответствующей поправки для давлений

$$p = p(t = t_0) e^{-(t-t_0)/\lambda} + \frac{1}{\lambda} e^{-t/\lambda} \int_{t_0}^t e^{t/\lambda} p(t) dt, \quad (11)$$

либо на основе предложенного в работах Papanjre подхода, который заключается в корректировке действующей внешней нагрузки с учетом времени релаксации  $\lambda$ , характеризующего запаздывание изменений касательных напряжений относительно изменений скоростей сдвига

$$F = F + \lambda \omega_0 \partial F / \partial \alpha. \quad (12)$$

Скорректированная таким образом внешняя нагрузка учитывается при решении уравнений движения (1).

Для решения уравнения (6) разработан адаптивный многосеточный итерационный метод расчета поля гидродинамических давлений в тонком СС сложнонагруженных ТС с учетом неньютоновских свойств СМ и произвольной геометрии поверхностей трения, основанный на теории опоры «конечной» длины. Уравнение (6) с ограничениями (3) в сеточной области  $s^{(k)}$ , где  $k$  – номер сетки с шагами  $\Delta_\varphi^{(k)}$  и  $\Delta_z^{(k)}$ , аппроксимировалось консервативной разностной схемой и записывалось в операторном виде  $L^{(k)} p^{(k)} = F^{(k)}$ , где  $L$  – дифференциальный оператор, а  $L^{(k)} p^{(k)}$  – соответствующие ему выражения, включающие значения  $p^{(k)}$  в соседних узлах. Задача (6) с ограничением  $p \geq 0$ , известная в вычислительной математике, как линейная задача дополнителности, решалась с помощью проекционного метода. Вначале, после  $s$ -ой итерации находилось предварительное значение давления  $p^{(k,s+1/2)} = p^{(k,s)} + \Delta p^{(k,s+1)}$ , а затем – его проекция  $p^{(k,s+1)} = \max(0, p^{(k,s+1/2)})$ .

Численными экспериментами установлено, что при трех уровнях сеток и числе интервалов на самой мелкой из них  $M_\varphi = 96$ ,  $N_z = 25$ , обеспечиваются относительные погрешности расчета давлений не выше  $10^{-4}$ . В этом случае ГМХ сложнонагруженных опор жидкостного трения в рабочем диапазоне частот вращения определяли с погрешностью не выше 3%. Схема адаптивного многосеточного алгоритма метода решения уравнений Рейнольдса (6) представлена на рисунке 2.

В разработанном адаптированном многосеточном методе интегрирования уравнения (6): выявлены критерии перехода между сетками разного уровня; определено ко-

личество итераций и критерии замедления скорости сходимости на каждом уровне сеток  $k$ ; обоснован вид экстраполяционных и интерполяционных формул, используемых при переходе между сетками разного уровня; указаны приемы обеспечения ограничения  $\bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0$  из ограничений (3). Источники подачи СМ заменяли прямоугольными областями с точностью до шага самой мелкой сетки. В качестве граничных условий принималось, что давление в этих областях равно давлению подачи СМ.

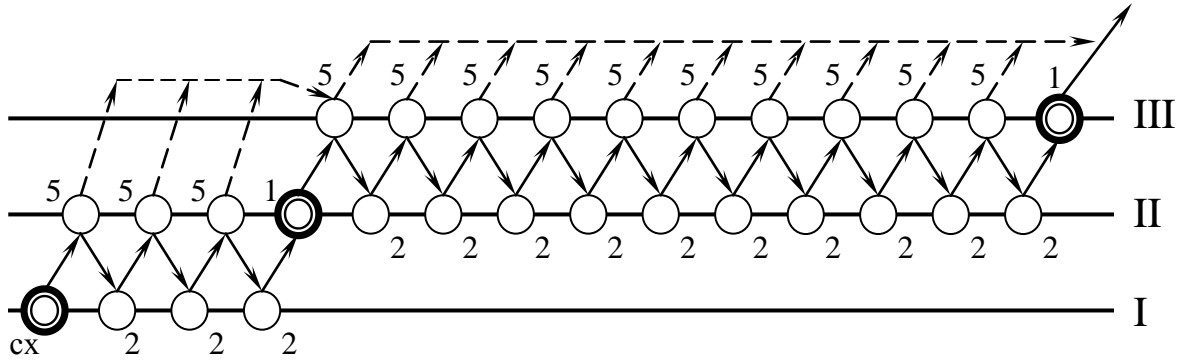


Рис. 2. Схема адаптивного многосеточного алгоритма (АМА)

I, II, III – номер уровня сетки; 1, 2, 5 – количество итераций

В главе представлены также блок-схема адаптивного многосеточного алгоритма решения уравнения (6) и выражения для ГМХ сложноподвижного ТС.

Потери мощности на трение определяли интегрированием по объему СС диссипативной функции рассеивания (5)

$$N = \iint_{\Omega_A^-} \left( \int_0^h D dy \right) r d\varphi dz, \quad (13)$$

где  $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_s^*$ ;  $\Omega_A$  – активная область, где  $\bar{p}(\varphi, \bar{z}) > 0$ ;  $\Omega_s^*$  – область, занятая всеми источниками смазки.

Градиенты скоростей в СС неньютоновских жидкостей определяли из выражений (9).

Расход смазки в окружном и осевом направлениях в общем случае составил

$$Q_\varphi = \frac{BD^2 \psi \omega_0}{2} q_\varphi; \quad Q_z = - \frac{BD^2 \psi \omega_0}{2} q_z, \quad (14)$$

где 
$$q_\varphi = \frac{1}{4} \left( \frac{\Omega}{2a} \int_{-a}^a h \left( \frac{\bar{\phi}_2}{\phi_2} - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\phi_0} \right) d\bar{z} - \frac{1}{a} \int_{-a}^a h^{n+2} \left( \frac{\bar{\phi}_2}{\phi_2} - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} d\bar{z} \right);$$

$$q_z = \frac{1}{4} \left( - \frac{1}{a} \int_{\varphi}^{\varphi_k} h^{n+2} \left( \frac{\bar{\phi}_2}{\phi_2} - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} d\varphi \right). \quad (15)$$

На основе полученного поля гидродинамических давлений определяли реакции со стороны СС на шип

$$R_U = k_R \bar{R}_u(u, \dot{u}), \quad \text{где } k_R = BD \mu_0 \omega_0 / \psi^2;$$

$$\bar{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_X \\ \bar{R}_Y \end{bmatrix} = - \frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}. \quad (16)$$

На основе результатов численного интегрирования уравнения Рейнольдса и уравнений движения подвижных элементов ТС определяли ГМХ.

Численными исследованиями было установлено, что эффективность разработанного метода и созданного на его основе численного алгоритма вдвое выше известных версий, не предусматривающих переходы между сетками разного уровня. В диссертации приводятся примеры применения разработанного метода для расчета поля гидродинамических давлений в СС неньютоновских жидкостей ТС с источниками смазки на поверхностях, их ограничивающих.

**Третья глава** содержит основные положения, допущения и обоснования для создания реологической модели СМ с неньютоновскими свойствами. В гидродинамической теории смазки принято называть ньютоновскими масла, реологическое поведение которых соответствует закону Ньютона-Стокса о линейной зависимости между касательными напряжениями и скоростью сдвига:

$$\tau = \mu_p \cdot \dot{\gamma} , \quad (17)$$

где  $\tau$  – напряжение сдвига;  $\mu_p$  – коэффициент динамической вязкости, являющийся функцией температуры  $T$  и гидродинамического давления  $p$  в СС (ньютоновская вязкость);  $\dot{\gamma}$  – скорость сдвига,  $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$ ;  $I_2$  – второй инвариант скоростей сдвига  $I_2 \approx (\partial v_x / \partial y)^2 + (\partial v_z / \partial y)^2$ .

Автор придерживается концепции, что любое отклонение поведения СМ от закона (17) свидетельствует об изменении его реологических свойств, а смазочные жидкости в этом случае называются неньютоновскими, независимо от причины возникновения указанных свойств. В общем случае, к неньютоновскому поведению были отнесены любые аномалии, наблюдаемые при течении жидкости. Некоторая классификация смазывающих жидкостей схематично представлена на рисунке 3.

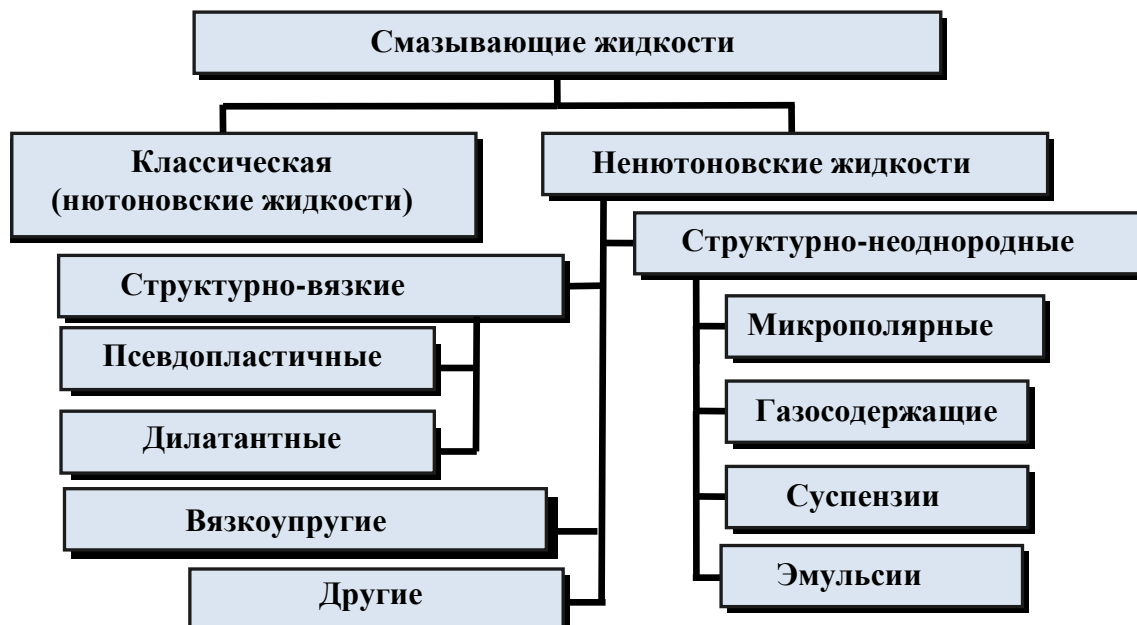


Рис. 3. Различные виды смазывающих жидкостей

В основу новой математической модели для неньютоновской жидкости была положена формула Оствальда-де Вела, выражающая степенную зависимость вязкости СМ от второго инварианта скоростей сдвига и трехконстантная зависимость вязкости от температуры СС. Параметры и коэффициенты, входящие в математическую модель, были получены совместно с И.Г. Левановым [8, 37] для ряда всепогодных мо-

торных масел, относящихся к различным классам вязкости, на основе экспериментальных исследований.

Предложенная реологическая модель СМ отражает зависимость вязкости от температуры смазки, гидродинамического давления в тонком СС, скоростей сдвига; предусмотрен учет релаксации (запаздывание изменений вязкости при быстром нарастании гидродинамических давлений) и высоковязкого граничного слоя.

В процессе нахождения гидродинамических давлений в СС (гл. 2) для каждой точке сетки с координатами  $(i, j)$  значение вязкости определяли в зависимости от расстояния  $y_k$  от поверхности трибосопряжения:

$$\mu = \mu^*(T, p, \dot{\gamma}) + (1 - \mathcal{G})\mu_s \exp(-y_k/l_h), \quad y_k = 0 \dots h, \quad \mathcal{G} = \begin{cases} 0, & h_{\min} < h_{\text{дон}}; \\ 1, & h_{\min} \geq h_{\text{дон}}. \end{cases} \quad (18)$$

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

$\mu_1, \mu_2$  – первая и вторая ньютоновские вязкости, соответствующие низким и высоким скоростям сдвига;  $l_h$  – параметр, характеризующий скорость повышения энтропии и снижения вязкости смазки при удалении от поверхности, имеющий размерность длины;  $\mu_s$  – параметр, имеющий смысл условного значения вязкости на бесконечно малом расстоянии от ограничивающей поверхности;  $\mu^*(T, p, \dot{\gamma})$  – неньютоновская вязкость масла в объеме;  $C_1, C_2, C_3$  – константы, являющиеся эмпирическими характеристиками СМ;  $T_p$  – расчетная температура;  $\beta(T_p)$  – пьезокоэффициент вязкости;  $\dot{\gamma}_1, \dot{\gamma}_2$  – пороговые значения скоростей сдвига, определяются экспериментально.

При решении изотермической задачи смазки в качестве расчетной температуры  $T_p$

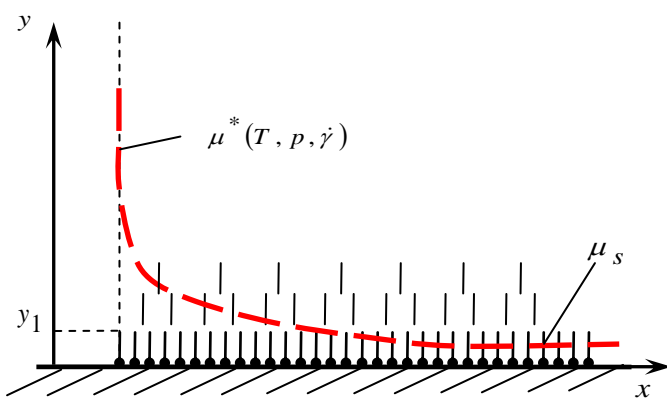


Рис. 4. К определению границ изменения вязкости по толщине слоя

была использована средняя температура СС, полученная на основе решения уравнения теплового баланса. В неизотермической постановке расчетные значения температуры в каждой точке сетки находили при численном решении уравнения энергии (см. главу 4).

Для учета изменения вязкости по толщине СС (по координате  $y$ ), которое вызвано влиянием высоковязких слоев смазки, адсорбированных на поверхностях трения (рисунок 4), пределы интегрирования в (8), (13) изменяли на величину этих слоев  $y_1$ , вязкость которых считаем несравнимо большей по сравнению с вязкостью в середине слоя. Таким образом, значение вязкости в середине СС приравняем  $\mu^*(T, p, \dot{\gamma})$ , а в слоях, прилегаю-



щих к поверхностям трения, пересчитываем значение вязкости в соответствии с (18) и в предельном приближении приравняем величине  $\mu_s$ .

Противоизносные свойства современных СМ, обусловленные наличием соответствующих присадок, можно объяснить тем, что толщина высоковязких адсорбционных слоев  $y_1$  по величине сравнима, а иногда превышает типичную высоту шероховатостей контактирующих поверхностей сложнонагруженных ТС. Таким образом, при расчете поля гидродинамических давлений в тонком СС неньютоновских жидкостей (6) необходимо учитывать, что наличие адсорбционных слоев ведет к увеличению фактической толщины разделяющего слоя на величину  $2y_1$ .

На основе применения предложенной реологической модели (18) для расчета поля гидродинамических давлений в тонком СС неньютоновской жидкости разработан специальный алгоритм, позволяющий уточнить пределы интегрирования в выражениях (8), (13).

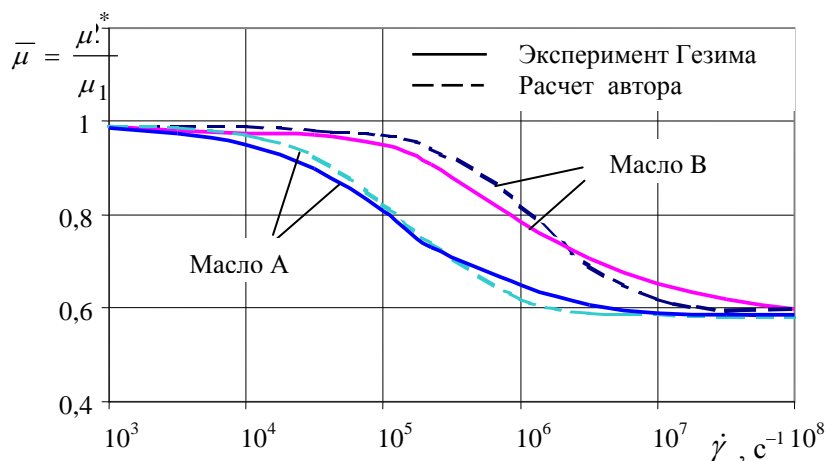


Рис. 5. Зависимость безразмерной вязкости масел от скорости сдвига

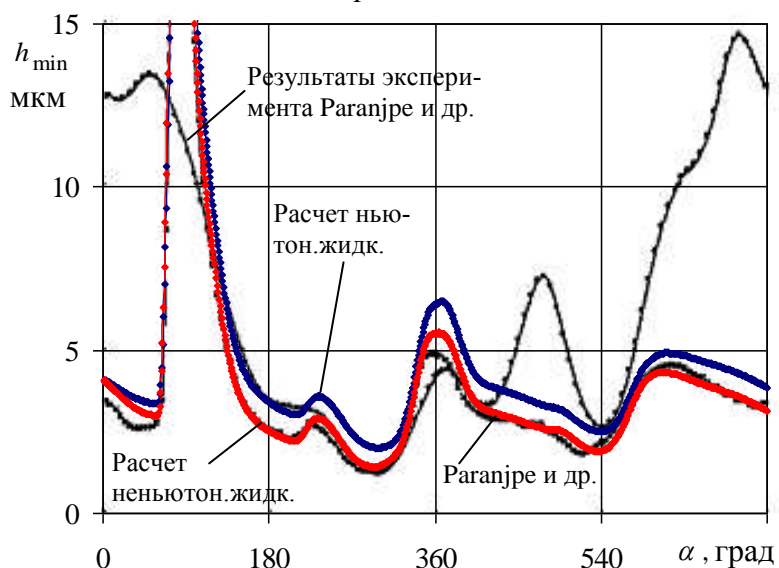


Рис. 6. Минимальная толщина смазочного слоя в коренном подшипнике в зависимости от угла поворота коленчатого вала двигателя V6 GM

Для проверки адекватности реологической модели были выполнены тестовые расчеты для смазочных масел, свойства которых описаны в работе Гезима. Результаты расчета сравнивали с экспериментальными и расчетными данными, представленными в работе. Зависимости безразмерной вязкости  $\bar{\mu} = \mu^* / \mu_1$  масел А и В от скоростей сдвига при  $T = 100^\circ C$  показаны на рисунке 5.

В качестве другой тестовой задачи (рисунок 6) был выполнен сравнительный расчет ГМХ третьего коренного подшипника коленчатого вала двигателя V6 производства компании General Motors, представленный в работе Параджре, Tseregounis и Viola. Результаты расчета сравнивали с экспериментальными и расчетными данными Параджре и др., полученными с помощью пакета программ «FLARE» для указанного ТС, работающего на загущенном масле класса 0W-30. Повторив представленный в статье расчет, были получены результаты, которые показали хорошее качественное и

количественное совпадение с теоретическими и экспериментальными данными американских исследователей.

В четвертой главе представлен алгоритм решения неизоэтермической задачи смазки сложнагруженных ТС на примере расчета подшипника скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Расчетная схема (рисунок 7) состоит из корпуса подшипника (втулки) 1, шипа 2 с центральным отверстием для подачи СМ и заключенного между поверхностями трения подшипника неньютоновского СС.

Уравнение энергии для тонкого слоя смазки неньютоновской жидкости (4) в безразмерной форме записывали как

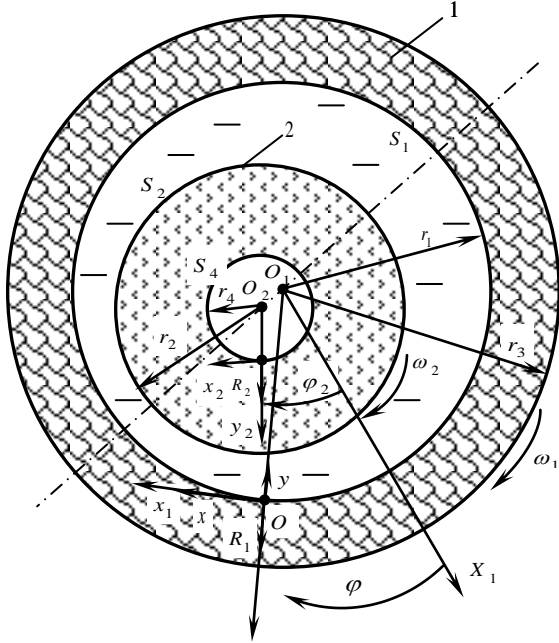


Рис. 7. Системы координат для решения тепловой задачи

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{t}} = -\bar{V}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} - \bar{D} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} - \bar{V}_z \left( \frac{1}{a} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} + \frac{1}{Pe} \cdot \frac{1}{\bar{h}^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{1}{k_T} \cdot \frac{1}{\bar{h}^{n+1}} \bar{D}. \quad (19)$$

Здесь  $\bar{T} = T/T_0$  – безразмерная температура в произвольной точке СС,  $T_0$  – характерная температура;

$$\bar{D} = -\frac{\bar{y}}{h} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} - \bar{V}_x \frac{\bar{y}}{h} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} + \frac{1}{\psi h} \bar{V}_y = -\frac{1}{h} \left[ \bar{y} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{h} \bar{q}_{xy})}{\partial \varphi} + \frac{\bar{h}}{a} \frac{\partial (\bar{q}_{zy})}{\partial \bar{z}} \right]; \quad (20)$$

$$\bar{D} = \bar{\mu} \left| \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right|^{n-1} \left[ \left( \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right]; \quad (21)$$

$Pe = \rho_0 \bar{\rho} c_0 \omega_0 \Delta_0^2 / \lambda_0$  – число Пекле;  $k_T = \rho_0 \bar{\rho} c_0 T_0 \psi^2 / (\omega_0 \mu_0)$ .

Распределение температур  $T_1(\varphi, R, \bar{t})$ , во втулке, где  $R$  радиальная координата, определялось решением уравнения для неустановившегося теплового потока, которое в цилиндрических координатах и безразмерных переменных записывали в виде

$$\frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{t}} = \bar{\alpha}_1 \left( \frac{1}{(\bar{r}_3 - 1)^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_1}{\partial \bar{y}_1^2} + \frac{1}{[1 + (\bar{r}_3 - 1)\bar{y}_1](\bar{r}_3 - 1)} \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{y}_1} + \frac{1}{[1 + (\bar{r}_3 - 1)\bar{y}_1]^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_1}{\partial \varphi^2} \right). \quad (22)$$

Здесь  $\bar{R}_1 = R_1/r$ ;  $\bar{T}_1 = T_1/T_0$ ;  $\bar{\alpha}_1 = \lambda_1 / (c_1 \rho_1 \omega_0 r^2)$  – безразмерный коэффициент теплоотдачи от втулки в окружающую среду;  $c_1, \lambda_1, \rho_1$  – удельные теплоемкость, теплопроводность, плотность материала втулки;  $\bar{y}_1 = (R_1 - r_1)/(r_3 - r_1) = (\bar{R}_1 - 1)/(\bar{r}_3 - 1)$ ,  $\bar{r}_3 = r_3/r$ , где  $r_3$  – расчетный радиус наружной поверхности втулки.

Используя расчетную систему координат  $O'x_2y_2$  и безразмерные переменные  $\bar{y}_2 = (R_2 - r_4)/(r_2 - r_4) = (\bar{R}_2 - \bar{r}_4)/(1 - \bar{r}_4)$ ,  $\bar{r}_4 = r_4/r$ , где  $r_4$  – расчетный радиус внут-

ренней поверхности шипа, записывали распределение температур в шипе  $T_2(\varphi_2, R_2, \bar{t})$ , где  $\varphi_2, R_2$  – угловая и радиальная координаты,  $\bar{t}$  – безразмерное время, в виде уравнения для нестационарного теплового потока

$$\frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{t}} = \bar{\alpha}_2 \left\{ \frac{1}{(1 - \bar{r}_4)^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \bar{y}_2^2} + \frac{1}{[\bar{r}_4 + (1 - \bar{r}_4)\bar{y}_2](1 - \bar{r}_4)} \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{y}_2} + \frac{1}{[\bar{r}_4 + (1 - \bar{r}_4)\bar{y}_2]^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \varphi^2} \right\}. \quad (23)$$

Здесь  $c_2, \lambda_2, \rho_2$  – удельные теплоемкость, теплопроводность, плотность материала шипа;  $\bar{R}_2 = R_2/r$ ;  $\bar{T}_2 = T_2/T_0$ ;  $\bar{t} = t\omega_0$ ;  $\bar{\alpha}_2 = \lambda_2 / (c_2 \rho_2 \omega_0 r^2)$ ,  $r \approx r_2$ ,  $\omega_0, T_0$  – характерные угловые скорость и температура.

Граничные условия, при которых интегрировали уравнения (19, 22, 23), тепловой подзадачи, сформулированы следующим образом.

Для температуры СС и втулки справедливы условия периодичности в окружном направлении

$$\bar{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t}) = \bar{T}'(\varphi + 2\pi, \bar{y}, \bar{t}); \quad \bar{T}_1(\varphi, \bar{R}, \bar{t}) = \bar{T}_1(\varphi + 2\pi, \bar{R}, \bar{t}). \quad (24)$$

На наружной поверхности втулки считалась справедливой гипотеза свободной конвекции

$$\frac{\partial \bar{T}_1}{\partial R} \Big|_{R=\bar{r}_3} = \frac{\alpha_1 r}{\lambda_1} \left( \bar{T}_1 \Big|_{R=\bar{r}_3} - \bar{T}_c \right). \quad (25)$$

На поверхности, общей для СС и втулки, приняты условия непрерывности потока тепла (условия сопряжения):

$$\frac{\partial \bar{T}_1}{\partial y_1} \Big|_{\bar{y}_1=0} = -(\bar{r}_3 - 1) \frac{\lambda^*}{\lambda_1 h \psi} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=0}. \quad (26)$$

На поверхностях СС, общих с поверхностями втулки и шипа, ставятся условия равенства температур:

$$\bar{T}'(\varphi, \bar{y} = 0, \bar{t}) = \bar{T}_1(\varphi, \bar{y}_1 = 0, \bar{t} - \bar{t}_u); \quad \bar{T}'(\varphi, \bar{y} = 1, \bar{t}) = \bar{T}_2(\bar{t} - \bar{t}_u). \quad (27)$$

Все уравнения задачи аппроксимировали конечными разностями и сводили к системам алгебраических уравнений, которые решали на основе метода итераций: по известной информации, справедливой для точки  $\bar{t}_n$ , касающейся координат, скоростей центра шипа, полей температур СС, втулки и шипа осуществляли переход в точку  $\bar{t}_{n+1}$ . Для построения разностных аналогов уравнений применяли неявный метод переменных направлений Писмена-Рекфорда (Peaseman, Rachford).

В главе представлена общая схема решения термогидродинамического расчета, разностная аппроксимация уравнений энергии и примеры решения тестовых задач. Выполнены расчеты на примере динамики шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания. Получены распределения температур в тонком СС в осевом и радиальном направлении (рисунок 8), а также распределение температуры в радиальном направлении от источника смазки в центре вала до внешней границы корпуса подшипника.

Анализируя полученные поля распределения температур на каждом временном шаге расчета, были выявлены наиболее теплонапряженные участки поверхностей, ограничивающие СС. Значения температуры в каждой точке конечно-разностной сетки

было учтено при вычислении параметров реологической модели неньютоновской жидкости и адсорбированного на поверхностях трения высоковязкого слоя.

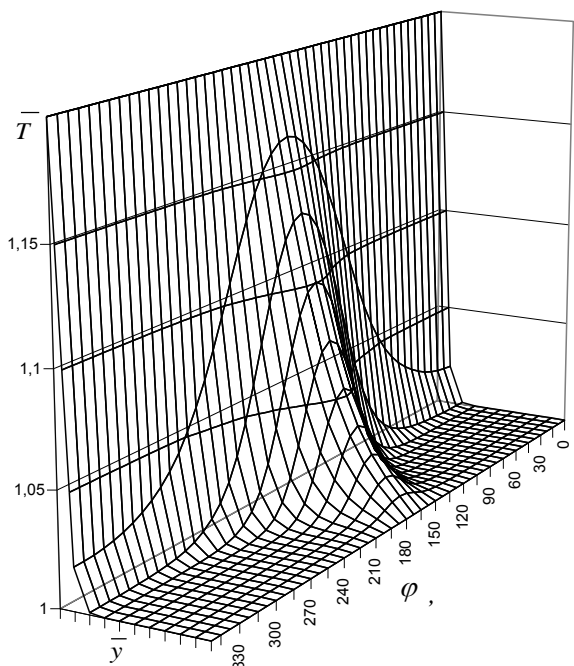


Рис. 8. Распределение температуры по угловой и радиальной координате

**В пятой главе** представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на определение характеристик СМ, обладающего неньютоновскими свойствами.

Описано используемое измерительное оборудование, методика и условия проведения эксперимента, а также результаты измерений и оценки погрешностей.

Главная цель экспериментальных исследований заключалась в обосновании параметров реологических уравнений, используемых в расчетной методике. В частности, были обоснованы значения показателя степени  $n$ , характеризующего степень неньютоновского поведения СМ, определены значения, так называемых, первой и второй ньютоновской вязкости масел, а также параметра сдвиговой стабильности.

Описана разработанная совместно с Мухортовым И.В. методика определения параметров высоковязкого граничного слоя, адсорбированного на поверхностях трения, для некоторых видов СМ [2, 10, 39, 42].

Исследования свойств СМ были выполнены в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» на базе кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета. Для измерений вязкости масел в широком диапазоне скоростей сдвига были использованы два сертифицированных вискозиметра. Первый – комплекс Rheotest 4.1N, представляющий из себя ротационный вискозиметр с компьютерным управлением, который позволяет реализовывать скорости сдвига до  $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ . Для измерения вязкости масел при скоростях сдвига от  $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$  до  $1 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}$  был использован имитатор конического подшипника TANNAS TBS 2100E, представляющий собой высокоскоростной вискозиметр, используемый для определения вязкости при высокой скорости сдвига и температуре  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  в соответствии с методикой ASTM D 4683 для международной вязкостной классификации SAE J300.

Для оценки параметров высоковязкого граничного слоя был использован метод, предложенный Мухортовым И.В., который основан на измерении отклонения вязкости суспензии  $\mu_c$  от теоретического значения  $\mu^*$ , которое для заданного соотношения твердой и жидкой фаз вычислялось по формуле А.Эйнштейна. В качестве дисперсионных сред использованы моторные масла для дизельных двигателей, имеющие различный состав базовых масел и присадок: THK Revolux D2, Shell Rimula R3X, Mobil Delvac XHP, M-10DM. Измерения вязкости суспензий проведены на ротационном вискозиметре «Rheotest 2». Для суспензий оксида железа в моторных маслах измеренные значения вязкости  $\mu_c$  составили  $1,52 \dots 1,88 \mu^*$ , т.е. превысили  $\mu^*$  в  $1,18 \dots 1,5$

раза. Было установлено, что вязкости суспензий зависят от температуры значительно слабее, чем вязкости исходных масел. Основываясь на значении объемной доли и размерах частиц, было рассчитано их количество в единице объема, а также значения параметров адсорбированных слоев для различных типов рассмотренных масел (таблица 1).

В ходе экспериментальных исследований было установлено следующее.

1. Увеличение скорости сдвига от  $10^2 \text{ с}^{-1}$  до  $10^6 \text{ с}^{-1}$  приводит к снижению вязкости всепогодных моторных масел и в зависимости от температуры составляет 10,0–30 %. Это подтверждает обоснованность учета неньютоновских свойств СМ при исследовании, расчете и проектировании ТС различного назначения.

Таблица 1

Параметры адсорбированных слоев

| Моторное масло   | Параметр             | Температура, °С |        |        |        |
|------------------|----------------------|-----------------|--------|--------|--------|
|                  |                      | 70              | 90     | 100    | 120    |
| Mobil Delvac XHP | $\mu_s$ , Па·с       | $10^2$          | $10^4$ | $10^5$ | $10^6$ |
|                  | $l_h \cdot 10^9$ , м | 0,08            | 0,045  | 0,038  | 0,032  |
| Shell Rimula R3X | $\mu_s$ , Па·с       | $10^2$          | $10^4$ | $10^5$ | $10^6$ |
|                  | $l_h \cdot 10^9$ , м | 0,102           | 0,082  | 0,067  | 0,056  |

2. Использование математической модели (18) обеспечивает с достаточной степенью точности описание реологического поведения современных всепогодных моторных масел во всем рассматриваемом диапазоне скоростей.

3. Выявлена зависимость параметра  $n$  степенного закона, отражающего степень неньютоновского поведения современных СМ, от температуры (рисунок 9). Полученные зависимости были аппроксимированы полиномами второй степени с достоверностью  $R = 0,96 \dots 0,99$ .

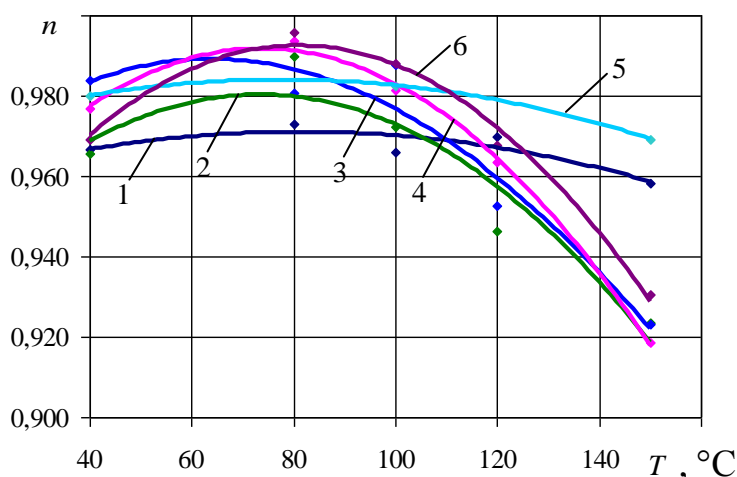


Рис. 9. Зависимость параметра  $n$  от температуры: 1 – Castrol SLX 0W-30; 2 – GM 5W-30; 3 – Shell Helix Ultra 5W-40; 4 – Mobil XHP Delvac 10W-40; 5 – Shell Rimula R2 15W-40; 6 – Liqui Moly Molygen 5W-50

поверхности, снижается при повышении температуры.

На основании опыта и предыдущих экспериментальных исследований, выполненных автором совместно с И.Г. Левановым [3, 4, 8, 9, 37] для масел различных классов по SAE, была сформирована база данных реологических характеристик загущенных масел (зависимость вязкости от скорости сдвига). Выполнена оценка влияния реоло-

гические зависимости были аппроксимированы полиномами второй степени с достоверностью  $R = 0,96 \dots 0,99$ .

4. Установлено, что параметр  $\mu_s$ , обусловленный средним временем пребывания адсорбированных молекул поверхностно активных веществ на поверхности металла и характеризующий вязкость СМ вблизи поверхности, может возрастать при повышении температуры в результате возрастания скорости химической адсорбции. Параметр  $l_h$ , величина которого индивидуальна для каждого сочетания СМ и твердой поверхности,

гических свойств масел различных классов вязкости по SAE J300 на ГМХ шатунного подшипника ДВС [3].

**Шестая глава** посвящена описанию системы уравнений движения подвижных элементов ТС и методов ее решения. Показана сравнительная оценка использования различных методов для решения уравнений движения на примере расчета динамики сложнонагруженных ТС коленчатого вала ДВС, а также представлены особенности решения уравнений движения многослойных подшипников скольжения быстровращающихся роторов турбокомпрессоров.

Расчетными исследованиями показано преимущество численных методов, основанных на формулах дифференцирования назад (ФДН) для дифференциальных уравнений второго порядка, перед методами Рунге-Кутты, Хоболта и пр. при расчете динамики сложнонагруженных ТС, например, подшипников скольжения ДВС. В этом случае уравнения движения были преобразованы и решены в форме уравнений равновесия. При решении уравнения (1) для расчета динамики многослойных подшипников скольжения роторов турбокомпрессоров более приемлемым является метод Рунге-Кутты с модификацией Мерсона.

Сформулирована методология расчета динамики гибкого асимметричного ротора, опирающегося цапфами на два подшипника скольжения с пакетом плавающих втулок, смазываемых неньютоновскими жидкостями. Задача сведена к решению системы из двадцати четырех дифференциальных уравнений второго порядка пяти элементов ротора, плавающей невращающейся моновтулки и двух плавающих вращающихся втулок (рисунок 10).

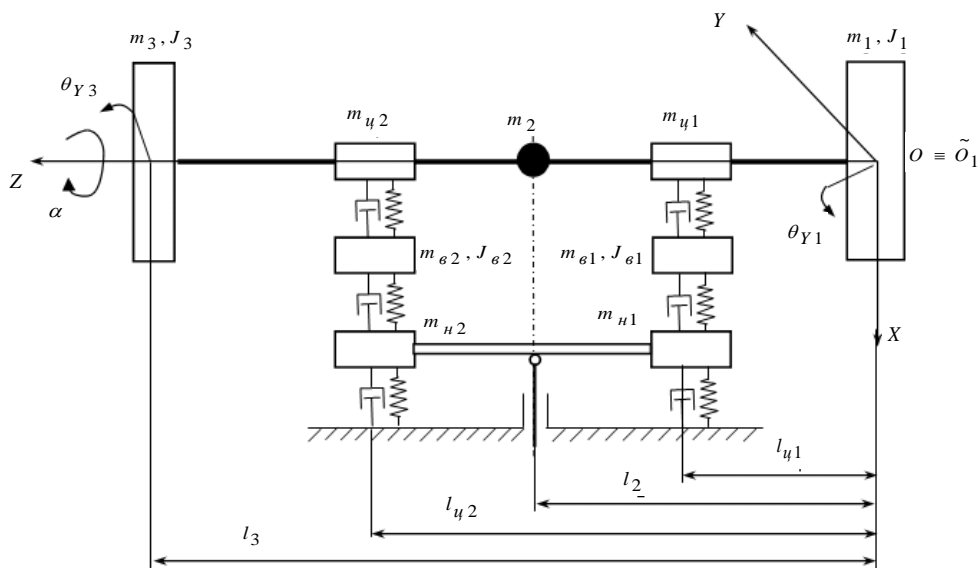


Рис. 10. Расчетная модель ротора турбокомпрессора

Ротор был представлен в виде пяти масс, соединенных между собой безмассовыми гибкими стержнями (участками). Жесткостные характеристики вала ступенчато изменяются по его длине. Двумя точечными массами  $m_{yk}, k = 1, 2$  моделировали цапфы ротора. Участок вала между двумя подшипниками моделировали точечной массой  $m_2$ , колеса ротора – тонкими дисками с полярными  $J_i$  и экваториальными  $J_{\epsilon i}, i = 1, 3$  моментами инерции и массами  $m_i$ . Массы дисков располагали в центре масс соответствующих колес, точечные массы  $m_{y1}, m_{y2}, m_2$  сосредоточены, соответственно, в средних сечениях подшипников  $Z_k = l_{yk}, k = 1, 2$  и участка вала  $l = l_{y2} - l_{y1}$  между подшипниками. Предполагали, что каждая плавающая вращающаяся (ПВ) втулка совершает плоское движение и моделируется цилиндром с массой  $m_{\epsilon k}$  и полярным моментом инерции  $J_{\epsilon k}, k = 1, 2$ . Нев-

Ротор был представлен в виде пяти масс, соединенных между собой безмассовыми гибкими стержнями (участками). Жесткостные характеристики вала ступенчато изменяются по его длине. Двумя точечными массами  $m_{yk}, k = 1, 2$  моделировали цапфы ротора. Участок вала между двумя подшипниками моделировали точечной массой  $m_2$ , колеса ротора – тонкими дисками с полярными  $J_i$  и экваториальными  $J_{\epsilon i}, i = 1, 3$  моментами инерции и массами  $m_i$ . Массы дисков располагали в центре масс соответствующих колес, точечные массы  $m_{y1}, m_{y2}, m_2$  сосредоточены, соответственно, в средних сечениях подшипников  $Z_k = l_{yk}, k = 1, 2$  и участка вала  $l = l_{y2} - l_{y1}$  между подшипниками. Предполагали, что каждая плавающая вращающаяся (ПВ) втулка совершает плоское движение и моделируется цилиндром с массой  $m_{\epsilon k}$  и полярным моментом инерции  $J_{\epsilon k}, k = 1, 2$ . Нев-

рашающуюся (НВ) моноштулку представляли в виде цилиндра переменной толщины. Цапфы, ПВ, НВ втулки и корпус разделены тонкими смазочными слоями, которые представляли в виде упругих и демпфирующих элементов с нелинейными свойствами. Движение ротора представляли суперпозицией движения оси ротора, как жесткого целого, в пределах зазоров подшипников и упругих смещений элементов ротора относительно жесткой оси.

В каждый момент времени для смазочных слоев была решена задача о давлении с применением разработанного автором АМА. Показано, что используя АМА для интегрирования уравнения Рейнольдса можно применить специальную процедуру, которая позволяет на порядок уменьшить время интегрирования, не снижая точности решения. Процедура заключается в том, что на промежуточных шагах, предусмотренными методом Рунге-Кутты, можно ограничиваться сошедшимся решением для гидродинамических давлений, полученных на сетке второго уровня. И только на последнем шаге расчета выполнять расчет давлений, достигая сошедшегося решения на третьем (самом мелком) уровне сеток. Увеличение скорости сходимости уравнений также обеспечивается передачей сошедшегося решения с одного временного шага на другой в качестве начального приближения.

В качестве результатов решения задачи динамики гибкого асимметричного ротора, опирающегося на многослойные ТС, были представлены траектории движения центров всех сосредоточенных масс динамической модели ротора, а также положение его упругой линии в произвольный момент времени.

**В седьмой главе** представлены пакеты прикладных программ, созданные на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики сложнонагруженных ТС, и примеры их использования для решения практических задач.

На основе полученных в процессе расчета ГМХ сложнонагруженного ТС предложен расчетно-графический метод оценки его работоспособности.

Сущность метода заключается в построении диаграмм (рисунок 11), отражающих

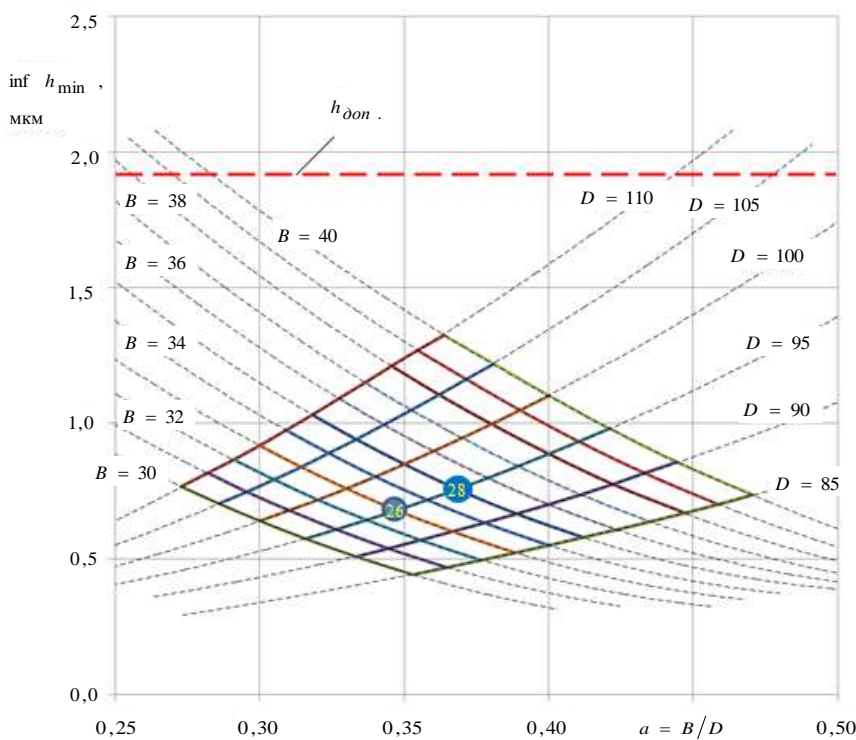


Рис. 11. Диаграмма зависимости минимальной толщины смазочного слоя от относительной ширины подшипника (режим  $M_{max}$ )

зависимость одного из расчетных параметров одновременно от двух геометрических факторов – ширины и диаметра подшипника. На диаграмме дополнительно строятся линии тренда и допустимые или предельные значения исследуемого параметра. В результате, используя полученную диаграмму можно спрогнозировать работоспособность ТС при изменении его геометрических параметров не выполняя дополнительных вычислений. Этот метод, реализован-

ный в комплексе «Программа исследования характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов тепломассообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения» [52] был использован для оценки работоспособности коренных и шатунных подшипников коленчатого вала двигателя ЧН 13/15 на различных режимах работы.

Применив как базовые, опубликованные Румбом В.К. зависимости, предложен метод оценки ресурса ТС, в котором в качестве исходных данных использованы ГМХ, в том числе расчетные минимальные или среднеинтегральные значения толщины СС. Ресурс определяли из выражения

$$R_h = (I_{pr} / A_I)^{1/\beta_I}, \quad (28)$$

где  $I_{pr}$  – предельный износ ТС, м;  $A_I$  – скорость изнашивания, м/с; показатели степени  $\beta_I = 1 + (h_{\min} / h_{\text{дон.}})^{n_I}$  и  $n_I$ .

Принимая допущение о линейной зависимости ресурса ТС от приращения температуры, значение  $R_h$  корректировали в соответствующей пропорции. Для определения параметров математической модели (28) применительно к расчету двигателя ЧВН 15/16, были использованы данные, полученные в ходе ресурсных испытаний, предоставленные Ниязовым Х.М.

На примере расчета подшипника поршневого пальца показано, что изменение геометрических параметров подшипника и способа подвода смазки в зону трения обеспечивает увеличение ресурса ТС минимум в 1,5 раза (таблица 2). Были рассмотрены 3 возможные варианта конструкции подшипника: серийный с подачей СМ через специальный канал в шатуне; модифицированный (вариант 1) с оптимизированными геометрическими параметрами; модифицированный (вариант 2) с подачей СМ через дренажные отверстия в верхней части головки шатуна.

Таблица 2

Результаты расчета подшипника поршневого пальца двигателя ЧВН 15/16

| Вариант конструкции подшипника | $h_{\min}$ , мкм | $\beta_I$ | $\Delta T$ , °C | $R_h$ , час |
|--------------------------------|------------------|-----------|-----------------|-------------|
| Серийный                       | 1,1              | 2,281     | 18              | 8000        |
| Вариант 1                      | 1,6              | 2,000     | 14              | 12416       |
| Вариант 2                      | 1,8              | 2,000     | 26              | 12605       |

Пакет программ «Неньютон-II» [62] был использован при параметрических исследованиях, определении работоспособности и подборе СМ для серии двигателей типа ЧН 13/15 производства «ЧТЗ-Уралтрак».

В качестве примера в таблице 3 представлены результаты расчета шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15, которые отражают влияние неньютоновских свойств различных масел на ГМХ: экстремальные  $\inf h_{\min}$  и средние  $h_{\min}^*$  за цикл нагружения значения минимальной толщины СС; экстремальные  $\sup p_{\max}$  и средние  $p_{\max}^*$  максимальные гидродинамические давления; среднеинтегральные потери мощности на трение  $N^*$ , температура  $T^*$  и расход смазки  $Q^*$  в подшипнике.



По результатам расчетов сделан вывод о заметном влиянии неньютоновского поведения СМ на ГМХ шатунного подшипника двигателя 4ЧН13/15. Изменение величин расчетных параметров составили 8-20 % в зависимости от вида используемого в расчете СМ. Даны рекомендации по выбору класса вязкости масла для двигателя 4ЧН13/15. Наиболее предпочтительными с позиции энергосбережения в данном двигателе являются масла классов SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, т.к. обеспечивают достаточную толщину смазочного слоя при наибольшем снижении потерь мощности на трение.

Таблица 3

ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4ЧН 13/15

| Масло                          | Характеристика          |                         |               |                       |                       |                |               |
|--------------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------|-----------------------|-----------------------|----------------|---------------|
|                                | inf $h_{\min}$ ,<br>мкм | sup $p_{\max}$ ,<br>МПа | $N^*$ ,<br>Вт | $h_{\min}^*$ ,<br>мкм | $p_{\max}^*$ ,<br>МПа | $Q^*$ ,<br>л/с | $T^*$ ,<br>°С |
| М8Г <sub>2к</sub> (SAE 20)     | 1,724 <sup>1)</sup>     | 303,6                   | 565,2         | 4,897                 | 64,70                 | 0,02124        | 106,3         |
| Castrol SLX 0W-30              | 1,886 <sup>2)</sup>     | 383,2                   | 490,0         | 4,784                 | 66,44                 | 0,01905        | 105,7         |
| Mobil XHP Delvac<br>10W-40     | 2,122 <sup>2)</sup>     | 363,0                   | 524,8         | 5,088                 | 62,99                 | 0,02017        | 105,9         |
| Shell Rimula R2<br>15W-40      | 1,919 <sup>2)</sup>     | 302,6                   | 528,0         | 5,019                 | 62,73                 | 0,01912        | 106,9         |
| Liqui Moly<br>Molygen<br>5W-50 | 2,080 <sup>2)</sup>     | 277,3                   | 556,2         | 5,534                 | 59,27                 | 0,01767        | 109,2         |

Примечание: <sup>1)</sup> вязкость – функция температуры и давления; <sup>2)</sup> вязкость – функция температуры, давления, скорости сдвига; время релаксации СМ  $\lambda = 5 \cdot 10^{-4}$  с).

При оценке теплового состояния ТС для определения изменения температуры по толщине СС была выполнена дискретизация слоя по оси  $\bar{y}$ , направленной по нормали к поверхности трения. Численными исследованиями было установлено, что для получения результатов расчета ГМХ сложнонагруженных ТС необходима дискретизация по толщине СС в 100 элементов и более. Однако увеличение количества элементов в два раза на порядок увеличивает время расчета.

Предыдущими исследованиями автора [18, 20] по оценке эффективности многосеточного алгоритма было показано, что для достижения заданной точности  $10^{-4}$  минимальное количество элементов при дискретизации по оси  $\bar{z}$  составляет 24 элемента, а

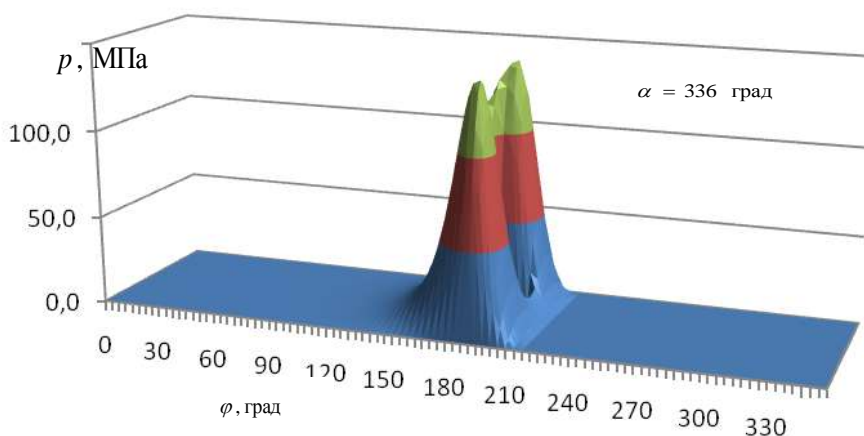


Рис. 13. Эпюры распределения гидродинамических давлений в смазочном слое

по оси  $\varphi$  – 96 элементов. При этом для получения решения для давлений на каждом временном шаге расчета выполняется от 30 до 500 итераций. Пример расчета гидродинамических давлений представлены на рисунке 13, распределение температуры по угловой координате  $\varphi$  в цен-

тральном сечении слоя для разных положений коленчатого вала ( $\alpha$ ) представлены на рисунке 14.

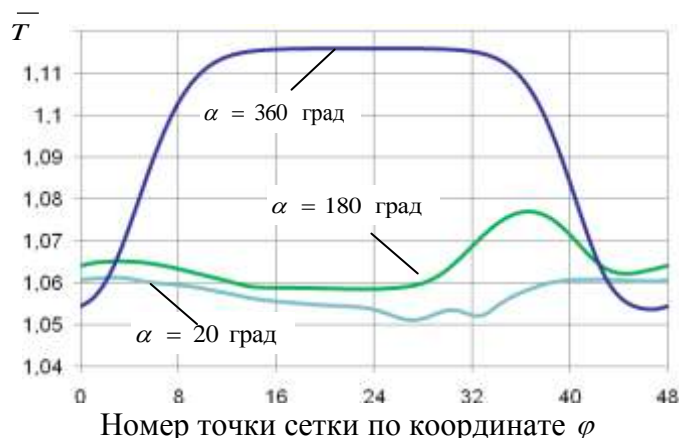


Рис. 14. Распределение температуры в слое по угловой координате  $\varphi$

На примере расчета динамики шатунного подшипника двигателя БЧН 13/15 показано возможное влияние на характеристики ТС параметров высоковязкого слоя, адсорбированного на поверхностях трения (рисунок 15 и таблица 4). В расчетах были использованы параметры масел Mobil Delvac XHP (варианты расчета v1, v2) и Shell Rimula R3X (варианты расчета v3, v4). Вариант v5 отнесен к условному СМ без присадок.

Таблица 4

Значения расчетных параметров шатунного подшипника при возможных изменениях параметров адсорбционного слоя в интервале рабочих температур

| №  | Значения параметров   | ГМХ        |                         |            |                   |                     |                     |
|----|---|------------|-------------------------|------------|-------------------|---------------------|---------------------|
|    |   | $N^*$ , Вт | $Q^* \cdot 10^3$ , кг/с | $T^*$ , °C | $h_{min}^*$ , МКМ | sup $p_{max}$ , МПа | inf $h_{min}$ , МКМ |
| v1 | $\mu_s = 10^2 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;<br>$l_h = 0,08 \text{ МКМ}$  | 392,5      | 9,587                   | 121,3      | 5,725             | 179,6               | 3,156               |
| v2 | $\mu_s = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;<br>$l_h = 0,032 \text{ МКМ}$ | 396,8      | 9,407                   | 121,9      | 5,375             | 179,8               | 2,755               |
| v3 | $\mu_s = 10^2 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;<br>$l_h = 0,106 \text{ МКМ}$ | 388,5      | 9,801                   | 120,6      | 6,245             | 179,2               | 3,737               |
| v4 | $\mu_s = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;<br>$l_h = 0,056 \text{ МКМ}$ | 388,5      | 9,850                   | 120,5      | 6,334             | 179,3               | 3,816               |
| v5 | $\mu_s = 0$ ; $l_h = 0$   | 419,7      | 11,15                   | 119,6      | 5,342             | 169,5               | 2,088               |

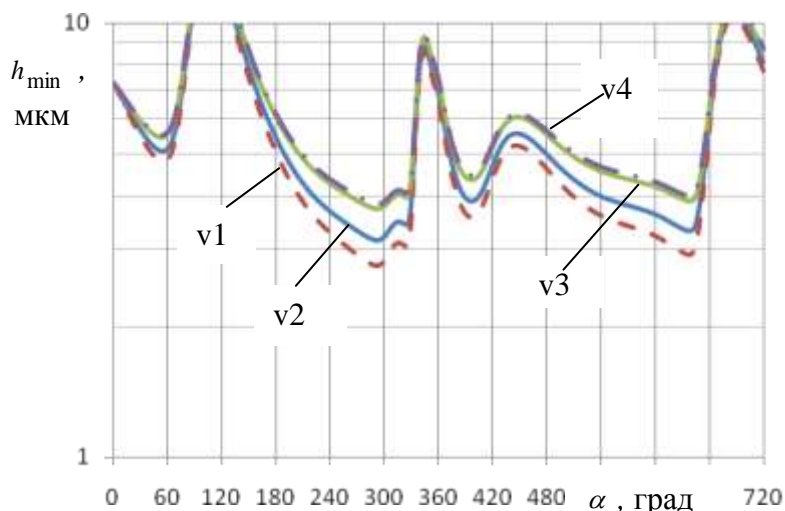


Рис. 15. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

Из полученных результатов следует, что учет высоковязких слоев приводит к увеличению расчетной минимальной толщины СС на 30-35% по отношению к экстремальным значениям, температуры на 2...3°, максимальных гидродинамических давлений на 4-5%.

Подпрограмма учета влияния высоковязкого граничного слоя выполнена в виде отдельного расчетного модуля, который

подключается лишь в те моменты времени, когда расчетная минимальная толщина СС становится меньше допустимого значения  $\inf h_{\min} < h_{\text{дон}}$ , т.е. при возможном переходе из гидродинамического режима трения в смешанный или граничный.

Разработанная методология расчета динамики гибкого асимметричного ротора и применение созданного на ее основе пакета прикладных программ [57] позволяют исследовать влияние на нелинейные колебания цапф ротора и плавающих втулок различных конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов, а также неньютоновских свойств СМ. На примере расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С были исследованы влияние геометрических характеристик ротора и свойств СМ на его ГМХ [5, 6, 15, 19]. Расчеты выполнялись в диапазоне скоростей вращения ротора от 1000 до 9000 с<sup>-1</sup>. На рисунке 16 приведены зависимости некоторых рассчитанных характеристик турбинного и компрессорного подшипников ротора в зависимости от применения в качестве СМ масел разных классов вязкости. Моторное масло М8Г2К было принято в расчетах как ньютоновское. В результате параметрических исследований были разработаны новые конструкции многослойных подшипников [64, 65], одна из которых внедрена в серийное производство.

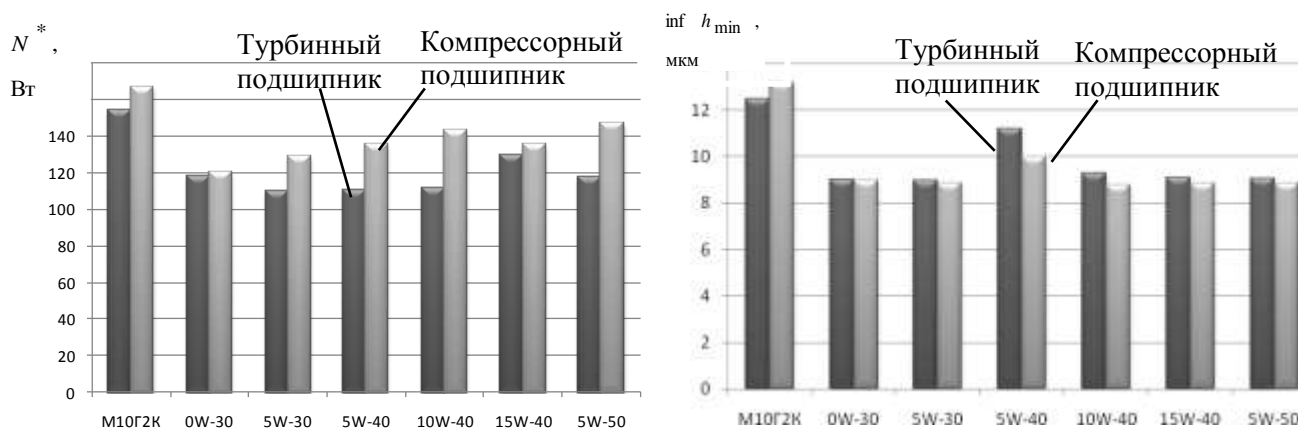


Рис. 16. Влияние класса вязкости СМ на потери мощности на трение а) и минимальную толщину внутреннего смазочного слоя б) в подшипниках ротора ТКР

С использованием разработанной методологии и зарегистрированного пакета программ [51] также показано влияние реологических свойств СМ на ГМХ ТС «поршень-цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя.

Анализ результатов расчета свидетельствует о значительном влиянии реологических свойств всепогодных моторных масел (неньютоновских жидкостей) на ГМХ сложнонагруженного ТС.

Выполненные расчетные исследования различных сложнонагруженных ТС свидетельствуют, что наиболее нагруженные опоры жидкостного трения работают при минимальных расчетных толщинах СС около 1 мкм, то есть при толщинах слоя, сравнимых с удвоенной высотой шероховатостей поверхностей ТС. При этом ресурс работы одного и того же узла трения может различаться в 3...5 раз при использовании различных моторных масел, и на порядки превосходить ресурс при смазке другими СМ при одинаковых объемных реологических свойствах.

Результаты исследований и их практическое применение подтверждено актами использования на ведущих предприятиях двигателестроения страны.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Основные результаты сведены к следующим выводам.

1. Разработана система математических моделей, методов, алгоритмов для решения задач динамики и смазки сложнонагруженных ТС, позволяющих на ранних этапах проектирования узлов трения машин и механизмов учитывать не только конструктивные и режимные параметры, но и реологическое поведение современных СМ, являющихся неньютоновскими жидкостями.

2. Создана реологическая модель СМ сложнонагруженного ТС, отражающая зависимость вязкости от температуры, давления и скорости сдвига с учетом эффекта релаксации касательных напряжений и наличия высоковязкого граничного слоя на поверхностях трения. Эффект релаксации касательных напряжений в алгоритме осуществлен корректировкой действующей внешней нагрузки. Применение разработанной реологической модели при расчете ГМХ сложнонагруженных ТС в отличие от моделей, основанных на положениях классической гидродинамической теории трения, позволяет учитывать индивидуальные свойства смазывающих неньютоновских жидкостей (реологические и противоизносные), расширить диапазон расчетных исследований до скоростей сдвига порядка  $10^6 \text{ с}^{-1}$  и температур, достигающих  $150^\circ \text{C}$ . Сравнение с расчетными и экспериментальными результатами показало, что предложенная реологическая модель удовлетворительно описывает поведение СМ в условиях, соответствующих рабочим условиям нагружения.

3. Для определения поля гидродинамических давлений в СС сложнонагруженных ТС и гидродинамических сил, действующих на его элементы, разработан адаптивный многосеточный алгоритм численного интегрирования уравнения Рейнольдса, основанный на конечно-разностной аппроксимации. Указанный алгоритм может быть использован для ТС с нерегулярной макро-геометрией, позволяет учитывать реологические особенности СМ и распределение температур в СС, обеспечивает устойчивость итерационных процедур для получения решения с заданной точностью интегрирования (порядка  $10^{-4}$ ). Расчетными исследованиями показано, что для интегрирования уравнения Рейнольдса наиболее целесообразно применять трехсеточный алгоритм с дискретизацией несущей области ТС на последней (самой мелкой) сетке не менее  $M^k = 96$ ,  $N^k = 25$ . Количество итераций на самой мелкой сетке по сравнению с односеточным методом снижается с 500 до 3...5. При этом относительные погрешности расчета поля гидродинамических давлений в СС неньютоновской жидкости не превышают  $10^{-4}$ , а погрешности вычислений гидромеханических характеристик – не выше 3%.

4. На основе термогидродинамического подхода при решении уравнения энергии разработан алгоритм расчета теплового состояния СС сложнонагруженного ТС и ограничивающих его поверхностей. Алгоритм позволяет получить поля температур в окружном и радиальном направлениях, определить наиболее теплонапряженные участки ТС. Показано, что в зоне максимального гидродинамического давления наблюдается локальное увеличение температуры до 30% по сравнению со средней температурой СС. Расчетные значения температуры поверхностей трения учитываются при определении параметров математической модели неньютоновской жидкости и адсорбированного на поверхностях трения высоковязкого слоя. С учетом рассчитанных температур в СС определены функциональные зависимости параметров, характеризующих степень неньютоновского поведения СМ, от температуры. Установлено, что

для численного решения тепловой задачи и учета изменений свойств СМ по толщине слоя порядок дискретизации по нормали к поверхности трения должен составлять не менее  $10^2$ , что обеспечивает вычисление ГМХ сопряжения с точностью до  $10^{-3}$ .

5. Для решения задач динамики подвижных элементов неавтономных ТС роторных машин с учетом условий смазывания неньютоновскими жидкостями разработан алгоритм совместного решения системы уравнений движения подвижных элементов ТС и уравнений для определения сил гидродинамических давлений. С целью уменьшения времени расчета предложена специальная процедура, реализованная на основе метода Рунге-Кутты с поправкой Мерсона и разработанного адаптивного многосеточного алгоритма. Процедура позволяет сократить время расчета примерно в 20 раз путем комбинации решения на разных уровнях сеток при заданной точности, минимизации итераций и специального выбора начальных условий для каждого временного шага.

6. Параметры разработанной реологической модели были экспериментально определены для ряда всесезонных моторных масел классов 0W-30, 5W-30, 5W-40, 10W-40, 15W-40, 5W-50. В ходе эксперимента установлено, что при увеличении скорости сдвига в диапазоне от  $10^2$  до  $10^6$   $\text{с}^{-1}$  наблюдается снижение вязкости этих масел от 5 до 40 % в зависимости от температуры слоя. Падение вязкости при увеличении скорости сдвига от  $10^6$  до  $1,8 \cdot 10^6$   $\text{с}^{-1}$  составляет не более 5%, поэтому принималось, что при дальнейшем увеличении скорости сдвига вязкость не изменяется. Показано, что высокотемпературная, высокосдвиговая вязкость современных всесезонных масел может различаться в пределах одного класса вязкости на 10-12%. При этом значения вязкости лежат выше предельно допустимых по классификации SAE J300. В ходе выполнения экспериментов установлено, что параметр степенного закона, характеризующий степень неньютоновского поведения, является функцией температуры. Полученные зависимости были аппроксимированы полиномами второй степени с достоверностью  $R = 0,96 \dots 0,99$ . Разработаны рекомендации по выбору класса вязкости масла для двигателя 4ЧН13/15. Установлено, что работоспособность подшипников коленчатого вала обеспечивают масла с вязкостью более 3 мПа·с (при  $T = 150$  °C,  $\dot{\gamma} = 6,58 \cdot 10^3$   $\text{с}^{-1}$ ). С позиции энергосбережения наиболее предпочтительными в данном двигателе являются масла классов SAE 5W-30, 5W-40, 10W-40, т.к. их применение позволяет реализовать толщину смазочного слоя, превышающую минимально допустимое значение, и добиться снижения потерь мощности на трение до 30%.

7. Установлено, что в диапазоне температур 70...120 °C размер высоковязкого граничного слоя, оцененный методом измерения влияния адсорбции на коэффициент динамической вязкости суспензий оксида железа в моторном масле, соразмерен с высотой шероховатостей поверхностей трения наиболее распространенных в технике ТС, в частности, подшипников скольжения поршневых ДВС. Из полученных экспериментальных результатов следует, что при смазке узла трения скольжения СМ, содержащими эффективные противоизносные присадки, при некоторых сочетаниях параметров реализуется режим граничного трения с полным разделением поверхностей высоковязким граничным слоем смазки. Высокие коэффициенты трения в этом режиме обусловлены диссипацией энергии в граничном слое, имеющем высокое сопротивление сдвигу. Даны рекомендации по выбору СМ с различными противоизносными присадками для серии форсированных двигателей производства «ЧТЗ-Уралтрак». На примере расчета шатунного подшипника показана возможность увеличить минимальную толщину СС в сопряжении от 10 до 25% для различных уровней температур.

8. Разработанные математические модели, алгоритмы и методы расчета динамики сложнонагруженных ТС с учетом макро-геометрии поверхностей трения и неньютоновских свойств СМ реализованы в ряде компьютерных программ, зарегистрированных в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) [51–62]. Созданные программные комплексы являются инструментом для разработки и проектирования конструкций сложнонагруженных ТС, позволяют проводить многопараметрические исследования, моделируя различные условия работы опор жидкостного трения. С помощью разработанных программных комплексов выполнена оценка влияния реологического поведения моторных масел различных классов вязкости на динамику и ГМХ сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин. В частности, указанные комплексы использованы при проектировании и доводке подшипников коленчатого вала двигателей «ЧТЗ-Уралтрак» серии ЧН 13/15 (г. Челябинск), КамАЗ (г. Набережные Челны), ЗМЗ (г. Заволжье), многослойных подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С (г. Челябинск), сопряжений компрессора холодильной установки производства LG Electronics (Республика Корея).

9. На основе полученных в ходе расчета ГМХ сложнонагруженных ТС предложен расчетно-графический метод оценки работоспособности подшипников жидкостного трения, позволяющий прогнозировать возможность работы ТС при различных сочетаниях основных геометрических параметров не выполняя дополнительных многовариантных вычислений. Метод был использован в ГСКБД «Трансдизель» для разработки ТС форсированных двигателей типа ЧН 13/15.

10. Предложен способ оценки ресурса сложнонагруженных ТС, основанный на использовании расчетных ГМХ. Выполнена оценка ресурса коренных подшипников коленчатого вала двигателя 6ЧН 13/15 и верхней головки шатуна двигателя ЧВН 15/16. Сравнением с экспериментальными данными ВгМЗ (г. Волгоград) показано удовлетворительное совпадение результатов расчета ресурса и ГМХ верхней головки шатуна.

11. На основе выполненных параметрических исследований разработаны и запатентованы новые конструкции сложнонагруженных ТС с улучшенными ГМХ, в том числе два варианта многослойных радиальных подшипников ротора турбокомпрессора и новая конструкция верхней головки шатуна двигателя внутреннего сгорания. Численными исследованиями показано, что применение плавающих вращающихся втулок в качестве промежуточных элементов позволяет снизить амплитуду колебаний цапф ротора на 35–40%; при использовании плавающих невращающихся втулок – до 100%; установка пакета втулок обеспечивает снижение амплитуды в 12 раз. Разработанная конструкция подшипника с плавающими вращающимися втулками выпускается ООО «ЧТЗ-Уралтрак» серийно с 2004 г. Опытная партия ТКР с трехслойными подшипниками ротора передана в эксплуатацию.

#### **Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы**

Разработанные математические модели, методы, алгоритмы и комплексы программ для решения задач динамики и смазки сложнонагруженных ТС поршневых и роторных машин, смазываемых неньютоновскими жидкостями, рекомендуется использовать при формировании на основе CALS/ИПИИ технологий единого информационного пространства, позволяющего выполнять поисковые и конструкторские разработки по созданию новых энергоэффективных и ресурсосберегающих машин и механизмов.

## СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

### В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. **Задорожная, Е.А.** Особенности моделирования трибосопряжений поршневых и роторных машин с учетом свойств смазочного материала/ Е.А. Задорожная // Известия Самарского научного центра РАН. Механика и машиностроение. – 2011. – Т.13. – № 4 (3). – С. 733–738.
2. **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.
3. Обоснование выбора класса вязкости моторного масла для снижения трибологических потерь в тяжело нагруженных 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.
4. 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). – С. 329–337.
5. **Задорожная, Е.А.** Совершенствование конструкций многослойных подшипников ротора турбокомпрессоров дизелей / Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Авиационная и ракетно-космическая техника. – 2009. – №3(19). – Часть 2. – С. 17–21.
6. **Задорожная, Е.А.** Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С/ Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – № 11(66). – С. 69–77.
7. **Задорожная, Е.А.** Применение промежуточных элементов в тяжело нагруженных опорах коленчатого вала / Е.А. Задорожная, А.К. Бояршинова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 3. – №1 (17). – С. 67–71.
8. Леванов, И.Г. Экспериментальные исследования реологических свойств всепогодных моторных масел / И.Г. Леванов, **Е.А. Задорожная** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Вып. 17. – № 11 (228). – С. 70–76.
9. Совершенствование методики расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, **Е.А. Задорожная**, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.
10. 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.
11. Суркин, В.И. Влияние режимов работы дизеля на параметры смазочного слоя подшипников поршневого пальца / В.И. Суркин, **Е.А. Задорожная**, Х.М. Ниязов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 19, – №12(271). – С. 97–102.
12. Суркин, В.И. Расчет работоспособности трибосопряжения «поршневой палец – верхняя головка шатуна» тракторного дизеля / В.И. Суркин, **Е.А. Задорожная**, Х.М. Ниязов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Вып. 19. – №12(271). – С. 223–229.

13. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, **Е.А. Задорожная** // Двигателестроение. – 2009. – № 1. – С. 39–44.
14. 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.
15. Динамика гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, **Е.А. Задорожная**, Н.А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Вып. 8. – № 11(66). – С. 59–68.
16. Прокопьев, В.Н. Динамика сложнагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 6. – С. 108–114.
17. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная**, и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 6. – №1(14). – С.17–24.
18. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21.
19. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики подшипников с пакетом плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная**, А.С. Фишер // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 6. – С. 15–21.
20. Прокопьев, В.Н. Адаптивный многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое сложнагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2001. – Вып. 1. – №6 (06). – С. 61–67.

#### В других источниках

21. **Zadorozhnaya, E.** Calculation of heavy-loaded tribo-units dynamics considering the thermal state of structural elements and the rheological properties of the lubricant / E. Zadorozhnaya // World Tribology Congress, Torino, Italy. – 2013. – Pp. 76–79.
22. **Zadorozhnaya, E.** The Research of Non-Newtonian Properties and Rheology of Thin Lubricant Layers in Hydrodynamic Journal Bearings / E. Zadorozhnaya // 2013 STLE Annual Meeting & Exhibition, May 5-9, 2013, Detroit Marriott at the Renaissance Center, Detroit, Michigan, USA.
23. Рождественский, Ю.В. Развитие методов исследования трибосопряжений машин и механизмов с учетом реологии смазочных материалов / Ю.В. Рождественский, **Е.А. Задорожная**, И.В. Мухортов // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ. – 2013. – С. 226–230.
24. **Задорожная, Е.А.** Исследование работоспособности шатунных подшипников высокофорсированных дизелей / Е.А. Задорожная, М.А. Жиличкина // Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем // Материалы пятой Международной научно-практической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – С. 119–125.
25. **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 евроа-



зиатских транспортных систем // Материалы пятой Международной научно-практической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2013. – С. 125–127.

26. **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.

27. 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.

28. Рождественский, Ю.В. Учет неньютоновских свойств смазочных масел при исследовании трибосопряжений транспортных машин / Ю.В. Рождественский, **Е.А. Задорожная** // Инновации и исследования в транспортном комплексе: материалы I Международной научно-практической конференции. – Курган: ЗАО «Курганстальмост». – 2013. – С. 132–134.

29. **Zadorozhnaya, E.** The Investigations of the Dynamics of a Flexible Rotor on Multi-layer Plain Bearings, Taking into Account the Rheological Properties of the Lubricant / E. Zadorozhnaya // 15<sup>th</sup> Nordic Symposium on Tribology. 12 – 15 June, 2012. Trondheim, Norway.

30. **Задорожная, Е.А.** Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-исследовательский журнал. – Харьков: Изд-во «Харьковский Политехнический Институт». – 2012. – № 2. – С. 66–73.

31. **Задорожная, Е.А.** Влияние режимов разгона на нагруженность подшипников коленчатого вала ДВС / Е.А. Задорожная, А.К. Бояршинова // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-исследовательский журнал. – Харьков: Изд-во «Харьковский Политехнический Институт». – 2012. – № 1. – С. 70–76.

32. **Задорожная, Е.А.** Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения вязкоупругими жидкостями / Е.А. Задорожная // Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению. Всероссийская научно-техническая конференция с участием иностранных специалистов. – Москва. – 2012. – С. 257–260.

33. **Задорожная, Е.А.** Теоретические аспекты моделирования динамики гибкого асимметричного ротора с учетом реологических свойств смазочного материала / Е.А. Задорожная // Трибология и надежность. Сборник научных трудов XII Международной научной конференции. – Санкт-Петербург. – 2012. – С. 183–196.

34. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография/ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев, **Е.А. Задорожная** и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2010. – Ч. 1. – 136 с.

35. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография/ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев, **Е.А. Задорожная** и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2011. – Ч. 2. – 221 с.

36. 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. Gavrillov, I. Levanov // Tribology in industry and

research. Efficient Material and Energy Usage – Challenges and Solutions, Wiener Neustadt. – 2011. – Pp. 237–245.

37. **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.

38. **Задорожная, Е.А.** Расчет теплонапряженности сложнонагруженного подшипника с учетом неньютоновских свойств смазочного материала/ Е.А. Задорожная, В.Г. Караваяев // Трибология и надежность. Сборник научных трудов XI Международной научной конференции. – Санкт-Петербург. – 2011. – С. 226–240.

39. **Задорожная, Е.А.** Экспериментальное обоснование модели граничного слоя смазки / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов // Трибология и надежность. Сборник научных трудов XI Международной научной конференции. – Санкт-Петербург. – 2011. – С. 240–245.

40. Calculation of Hydrodynamical Journal Bearings of Piston Machines by Using Conservation Mass Algorithm / J. Rozhdestvenskiy, **E. Zadorozhnaya**, K. Gavrilov // ECOTRIB 2011, 3<sup>rd</sup> European Conference on Tribology in tandem with 4<sup>th</sup> Vienna International Conference on Nano-Technology // Wien, Austria. – 2011. – Pp.723–724.

41. 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-calculation-of-dynamics-and-hydromechanical-characteristics-of-heavy-loaded-tribounit> (Pp. 95–118).

42. **Zadorozhnaya, E.** Rheological Model of a Boundary Layer of Lubricant/ E. Zadorozhnaya, I. Muhortov, N. Usolcev, I. Levanov // STLE 66<sup>th</sup> STLE Annual Meeting & Exhibition. – 2011. Hilton Atlanta, ~ Atlanta, Georgia (USA).

43. Методология расчета сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский, **Е.А. Задорожная**, В.Г. Караваяев и др. // Сб. науч. тр. международной конференции «Двигатель – 2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2010. – С. 115–119.

44. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете 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. – Москва: ИМАШ. – 2010. – С. 65–66.

45. **Задорожная, Е.А.** Методика расчета сложнонагруженных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // XV Международный конгресс двигателестроителей. – Харьков: ХАИ. – 2010. – С. 40–41.

46. **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. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. – 2009. – С.103–105.

47. 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. – 2009. – Kyoto, Japan. – Pp. 58.

48. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, **Е.А. Задорожная** // Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии». – Самара – М.: Машиностроение. – 2007. – т. 3. – С. 478–480.

49. **Задорожная, Е.А.** Динамика двухопорного асимметричного ротора на подшипниках с плавающими втулками / Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, А.С. Фишер, П.А. Тараненко // Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии». – Самара – М.: Машиностроение. – 2007. – т. 3. – С. 160–164.

50. Прокопьев, В.Н. Динамика ротора на подшипниках с двумя и тремя смазочными слоями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, **Е.А. Задорожная** и др. // Труды международного научного симпозиума «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет». – Орел. – 2006. – С. 436–446.

### Комплексы программ

51. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032. Программа расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень-цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя: «Поршень – КОНТАКТ» / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **Е.А. Задорожная** и др. Зарегистрировано 5.12.2012.

52. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617386. Программа исследования характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов тепломассообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения / **Е.А. Задорожная**, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов, К.В. Гаврилов. Зарегистрировано 16.08.2012.

53. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011618913. Программа расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных гидродинамических подшипников роторных машин «Подпятник» / **Е.А. Задорожная**, А.К. Бояршинова, М.И. Курочкин. Зарегистрировано 16.11.2011.

54. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011618908. Программа теплового расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения в термогидродинамической (неизотермической) постановке «ТЕМПО-2» / **Е.А. Задорожная**, В.Г. Караваев. Зарегистрировано 16.11.2011.

55. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011612348. Программный комплекс для расчета динамики и ГМХ шатунных подшипников коленчатых валов ДВС на режимах разгона двигателя «Разгон» / А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная**, С.В. Чернейко, И.А. Ивин. Зарегистрировано 21.03.2011.

56. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010617227. Программа для ЭВМ «Динамика многослойного подшипника» / **Е.А. Задорожная**, А.С. Фишер, А.К. Бояршинова и др. Зарегистрировано 29.10.2010.

57. 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. Зарегистрировано 24.03.2010.

58. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612188. Программа исследования характеристик статически нагруженных подшипников скольжения «Микрореология» / **Е.А. Задорожная**, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов и др. Зарегистрировано 24.03.2010.

59. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612190. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения с промежуточными элементами с учетом жесткости корпуса «Жесткость» / Д.Ю. Иванов, **Е.А. Задорожная**, А.С. Фишер, Д.А. Плеханов. Зарегистрировано 24.03.2010.

60. 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 др. Зарегистрировано 14.01.2009.

61. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2008611068. Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя «Макрогеометрия» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная**, К.В. Гаврилов. Зарегистрировано 28.02.2008.

62. 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. Зарегистрировано 17.08.07.

#### Патенты

63. Патент на полезную модель № 57848 от 26.05.2006. Турбокомпрессор / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **Е.А. Задорожная**, А.С. Фишер, М.Ш. Ахметжанов, Е.И. Перцев, И.Х. Шейкман; заявитель и правообладатель ЮУрГУ (НИУ).

64. Патент на полезную модель № 101508 от 20 января 2011. Турбокомпрессор / **Е.А. Задорожная**, А.С. Фишер, Д.Ю. Иванов, Ю.В. Рождественский, П.А. Тараненко; заявитель и правообладатель ЮУрГУ (НИУ).

65. Патент на полезную модель № 119049 от 10.08.2012. Подшипник поршневой головки шатуна / В.И. Суркин, Х.М. Ниязов, **Е.А. Задорожная**; заявитель и правообладатель ЮУрГУ (НИУ).