

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

На правах рукописи



Гаврилов Константин Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И  
КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ  
СНИЖЕНИЕМ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ

05.04.02 – «Тепловые двигатели»

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация  
на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Научные консультанты:  
доктор технических наук, профессор  
Рождественский Юрий Владимирович  
доктор технических наук, доцент  
Лазарев Владислав Евгеньевич

Челябинск – 2019

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	17
1.1. Вводные замечания .....	17
1.2. Актуальные задачи современного энергетического машиностроения в области обеспечения надежности узлов трения .....	20
1.3. Макро- и микрография гидродинамических сложнонаагруженных трибосопряжений ДВС .....	27
1.4. Методы трибоанализа сопряжений жидкостного трения с учетом микрографии их поверхностей .....	32
1.4.1. Методы интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое.....	32
1.4.2. Методы, базирующиеся на алгоритмах сохранения массы.....	34
1.5. Методы трибоанализа сопряжений жидкостного трения с учетом микрографии их поверхностей.....	37
1.5.1. Анализ моделей шероховатых поверхностей .....	37
1.5.2. Модели контактного взаимодействия .....	43
1.5.3. Увеличение несущей способности трибосопряжений текстурированием их поверхностей .....	46
1.6. Уравнения динамики подвижных элементов сложнонаагруженных трибосопряжений ДВС .....	52
1.7. Тепловой расчет гидродинамических сложнонаагруженных трибосопряжений ДВС .....	57
1.8. Задачи исследования.....	59
2. ДИНАМИКА И СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ДВС .....	63
2.1. Рабочий процесс в дизеле.....	63
2.2. Динамика подвижных элементов трибосопряжений .....	66

2.2.1. Методы интегрирования подвижных элементов тяжелонагруженных подшипников тепловых двигателей .....	67
2.2.2. Сравнительный анализ эффективности методов решения уравнений движения .....	78
2.3. Макрогоометрия смазочного слоя .....	80
2.4. Обоснование методики расчета конвективного переноса массы в смазочном слое подшипника .....	84
2.5. Модифицированные уравнения Элрода и алгоритмы их интегрирования	89
Параметр .....	96
2.6. Влияние на характеристики смазочного слоя макрогоометрии поверхностей трения подшипников .....	97
2.7. Учет реологических свойств смазочного материала .....	106
2.8. Моделирование контактного взаимодействия поверхностей трения подшипников скольжения с учетом нерегулярной геометрии .....	112
2.8.1. Общий подход .....	114
2.8.2. Модель усталостного разрушения .....	119
3. МОДЕЛИРОВАНИЕ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДВС. АНАЛИЗ РЕГУЛЯРНОЙ МИКРОГООМЕТРИИ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА .....	144
3.1. Моделирование смазочной системы дизеля на основе нелинейных макромоделей подшипников скольжения с общим источником маслообеспечения .....	144
3.2. Алгоритм расчета динамики и смазки трибосопряжений дизеля в составе смазочной системы на базе алгоритма сохранения массы .....	148
3.3. Микрогоометрия смазочного слоя .....	159
3.3.1 Подшипники коленчатого вала .....	159
3.3.2. Подшипники ротора турбокомпрессора .....	163
3.4. Расчетный анализ гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений ДВС с учетом регулярной микрогоометрии .....	170

3.4.1 Расчетный анализ гидромеханических характеристик подшипников коленчатого вала .....	170
3.4.2. Расчетный анализ характеристик упорных подшипников ротора турбокомпрессора с учетом текстурирования поверхностей трения.....	186
<b>4. ДИНАМИКА И СМАЗКА СОПРЯЖЕНИЯ</b>	
«ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР» ДВС .....	194
4.1. Динамика подвижных элементов сложнонагруженного трибосопряжения «поршень–цилиндр» .....	194
4.2. Макрогометрия смазочного слоя сопряжения «поршень цилиндр».....	197
4.3. Регулярная микрогометрия трибосопряжения «поршень–цилиндр» ....	210
4.4. Моделирование трибосопряжения с учетом нерегулярной микрогометрии (шероховатости).....	222
4.5. Модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к трибосопряжению «поршень–цилиндр».....	230
4.5.1. Основные положения модели (статья Вестник БГТУ) .....	232
4.5.2. Развитие модели.....	237
<b>5. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОЦЕНКЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ДВС .....</b>	<b>241</b>
5.1. Теоретические основы и предпосылки к проведению экспериментальных исследований .....	241
5.2. Оборудование для проведения исследований.....	242
5.2.1. Исследовательские испытания образцов цилиндропоршневой группы на промышленном трибометре .....	242
5.2.2. Исследовательские испытания образцов трибосопряжений теплового двигателя на специализированных стендах .....	245
5.3. Методика проведения экспериментальных исследований .....	248
5.4. Результаты экспериментальных исследований.....	255
5.4.1. Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания трибосопряжений .....	255

5.4.2. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных  
результатов для упорного подшипника ротора турбокомпрессора ДВС 268

## 5. ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ .....	275
6.1. Общая характеристика программных комплексов для трибоанализа сложнонагруженных подшипников скольжения .....	275
6.2. Метод оптимизации, ограничения на варьируемые параметры .....	278
6.3. Повышение несущей способности опор коленчатого вала высокофорсированных дизелей .....	282
6.4. Разработка конструктивных мероприятий по снижению трибологических потерь в трибосопряжениях с поступательным движением элементов .....	301
6.5. Обоснование конструктивных параметров опор скольжения роторов турбокомпрессоров ДВС .....	317
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	325
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	328
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	348

## ВВЕДЕНИЕ

Современные тенденции развития энергетического машиностроения, в частности двигателестроения, характеризуются повышением удельной мощности и моторесурса поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при одновременном снижении расхода топлива, материоемкости и выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Решение проблемы повышения моторесурса ДВС непосредственно связано со снижением потерь энергии на преодоление трения в элементах систем, механизмов и сложнонагруженных трибосопряжений. Среди механических потерь на трение особое место занимают гидромеханические потери на трение в трибосопряжениях ДВС.

Снижение потерь энергии на преодоление трения достигается уменьшением механических потерь за счет ограничения уровня нагруженности труящихся поверхностей, увеличением доли жидкостного режима трения для наиболее критичных по надежности ресурсоопределяющих сложнонагруженных трибосопряжений. Для сложнонагруженных трибосопряжений свойственны переменные по времени и величине действующие нагрузки, при которых положение подвижного элемента в сопряжении характеризуется высокими значениями эксцентрикитетов. К таким сложнонагруженным трибосопряжениям относят коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, сопряжения «направляющая поршня–гильза цилиндра» и «поршневое кольцо–гильза цилиндра», опорные и упорные подшипники турбокомпрессора ДВС и т.п.

Характерными особенностями гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений (ГСТС) форсированных двигателей являются высокие термомеханические напряжения, обусловленные спецификой осуществления рабочего цикла, значительными деформациями и перекосами многоопорных валов, свойствами смазочных жидкостей и конструкцией смазочных систем. Многие трибосопряжения являются неавтономными и входят в единую

трибосистему со смазкой под давлением от одного источника маслообеспечения двигателя.

На некоторых режимах работы ДВС процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трения, могут сопровождаться появлением режимов смешанного и граничного трения. В этих условиях процессы тепломассообмена, которые являются определяющими в ГСТС, многократно усиливаются и требуют обязательного учета в методике расчетного анализа работы трибосопряжений.

Таким образом, процессы в ГСТС необходимо рассматривать в контексте связанных задач динамики и смазки ДВС, а разработка методик и методов анализа их работоспособности и оценки ресурса является актуальной проблемой.

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования гидродинамических трибосопряжений, в том числе, для ДВС являются классические работы Петрова Н.А. и Рейнольдса О. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Ахвердиев К.С., Бургвиц А.Г., Гоц А.Н., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Захаров С.М, Колесников В.И., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Путинцев С.В., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Buker G., Vijayaraghavan D., Goenka O., Keith T.G., Lund J.W., Rohde S., Holland D., Cheng V., Elrod H., Keogh P.S., Khonsari M.M. и другие.

В настоящее время при решении задач оптимизации и снижения гидромеханических потерь в ГСТС ДВС используются различные методы моделирования, отличающиеся возможностями описания взаимосвязанных процессов, протекающих в сопряжении и точностью используемых моделей. Одной из концептуальных особенностей моделирования работы ГСТС ДВС является выбор и применение уравнений гидродинамической теории смазки для описания давлений в смазочном слое трибосопряжений с

соответствующими граничными условиями. Однако, они используются только для гидродинамического режима трения.

Современные зарубежные исследования сфокусированы на разработке методов подробного описания процессов в тонком смазочном слое, разделяющем контактирующие поверхности с учетом упругих свойств элементов конструкций, вязкостных характеристик смазочного материала (W.W.F. Chong, M. Teodorescu), микротекстурирования поверхностей трения (B. Bhushan, Buczkowski, Kleiber, M. Fillion, I. Etsion и др.), тепловых процессов и других факторов. Однако, в этих работах не рассматриваются проблемы профилирования поверхностей трения с точки зрения обеспечения наилучших характеристик смазочного слоя, параметров контактного взаимодействия и гидромеханических потерь на трение ГСТС.

Процессы контактного взаимодействия трущихся поверхностей без смазки достаточно хорошо изучены и представлены в исследованиях таких ученых как Демкин Н.Б., Крагельский И.В., Михин Н.М., Чичинадзе А.В., Буяновский И.А., Горячева И.Г., Громаковский Д.Г., Добычин М.Н., Дроздов Ю.Н., Дьяченко П.Е., Комбалов В.С., Свириденок А.И., Петроковец М.И., Торская Е.В., Чижик С.А., Bogy D.B., Chang W.R., Jeng Y.R., Peng S.R., Majumdar A., Tien C.L., Warren T.L., Krajcinovic D. и др.

Процессы, происходящие при граничном трении в контактах со смазкой, характерные для ГСТС ДВС, изучены недостаточно полно. Предпосылки для исследования таких процессов имеются как в отечественной, так и в мировой литературе в работах Dong Zhu, Herbert S., Katta R., Lee J., Polycarpou A., Q. Jane Wang, Yeo C. и др. Однако, в этих работах не рассматривается реологическое поведение смазочного материала, влияние которого на работоспособность ГСТС ДВС оказывает значительное влияние, особенно, в связи с разработкой новых энергосберегающих моторных масел, работающих в условиях смешанного и граничного режимов трения, и требует обязательного учета в методике расчета,

Среди работ, посвященных описанию реологических свойств смазочного материала, применительно к ГСТС ДВС, можно отметить труды Gecim V.A., Harnoy A., Singh, Williamson, Колодежнова В.Н., Погодаева Л.И. Прокопьева В.Н., Савина Л.А., Задорожной Е.А. и др.

Развитие указанных моделей и методов учетом макро- и микропрофиля, создаваемого в результате технологической обработки поверхностей деталей сопряжения, нерегулярной микроеометрии, описанием реологических свойств моторного масла, расчетно-экспериментальной оценкой интенсивности изнашивания и ресурса позволит существенно улучшить качество прогнозирования несущей способности и трибологических характеристик ГСТС ДВС.

В соответствии с изложенным, исследования, направленные на повышение ресурса ГСТС ДВС путем снижения потерь на трение являются приоритетными и актуальными, поскольку входят в «Приоритетное направление развития науки, технологий и техники в Российской Федерации: п.8. Энергоэффективность, энергосбережение...» и в «Перечень критических технологий Российской Федерации: п.27. Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе».

Основные разделы диссертации выполнены при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках федеральной целевой программы (ФЦП) «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), ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса России на 2014–2020 годы» (№14.577.21.0102 от 16.09.2014), Российского фонда фундаментальных исследований (проекты №10–08–00424, №16–08–00990), при поддержке гранта Министерства науки и высшего образования РФ в рамках госзадания №9.7881.2017/БЧ, а также в процессе выполнения хоздоговорных работ с Челябинским тракторным

заводом, Уральским дизель–моторным заводом, Камским автомобильным заводом.

Цель настоящего исследования заключается в разработке и реализации методологии трибологического анализа гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания для повышения их ресурса.

Научная новизна работы:

- предложен метод расчета динамики и смазки ГСТС поршневых и комбинированных ДВС, отличающийся учетом геометрии поверхностей трения на разных масштабных уровнях. Установлены зависимости между гидромеханическими характеристиками (ГМХ) ГСТС и параметрами регулярной макро– и микрогеометрии поверхностей трения.
- разработана математическая модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей трения ГСТС, позволяющая учитывать эволюцию распределений высот микрорельефа во времени и наличие смазочного слоя, разделяющего поверхности.
- уточнена методика моделирования смазочной системы ДВС применением алгоритма сохранения массы при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое ГСТС с учетом конвективного переноса неильтоновской жидкости через область кавитации.
- разработана методика расчетной оценки ресурса ГСТС тепловых двигателей на основе экспериментального определения линейной интегральной интенсивности изнашивания, а также применения метода оценки изменения микрорельефа поверхности трения при эксплуатации ДВС.
- уточнена модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к ГСТС тепловых двигателей, базирующаяся на совместном учете молекулярно–механической и энергетической моделях изнашивания.

– на базе разработанных методик создана методология комплексного трибологического анализа ГСТС ДВС и оценки их ресурса с учетом режимов трения.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, строгостью используемого математического аппарата, обоснованностью принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными результатами.

Практическая значимость заключается в разработке методического, алгоритмического и программного обеспечений расчета динамики сложнонагруженных трибосопряжений тепловых двигателей, учитывающих баланс массы смазочного материала в тонком смазочном слое, его неильтоновские свойства, регулярную и нерегулярную микро- и макрогоеометрию поверхностей, различные режимы трения и возможное контактное взаимодействие поверхностей трения, а также особенности системы смазки. Это позволяет на этапах создания и доводки ДВС решать комплекс взаимосвязанных задач по обеспечению работоспособности и оценке ресурса узлов трения.

Использование разработанных программных продуктов применительно к инженерному проектированию форсированных двигателей различной размерности позволило создать новые конструкции ГСТС, обладающие высокой несущей способностью, улучшенными трибологическими характеристиками и повышенным ресурсом.

В Федеральной службе по интеллектуальной собственности (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы: пакеты прикладных программ «Элрод», «Устойчивость»; программа оптимизации сопряжения «поршень–гильза цилиндра» «Поршень–оптимум»; комплексы программ «Орбита–поршень–2», «Микрогоеометрия трибосистемы поршень–цилиндр», программа трибологического анализа «PISTON–CYLINDER TRIBOSYSTEM».

Разработана и запатентована оригинальная конструкция поршня двигателя внутреннего сгорания, обладающая улучшенными трибологическими свойствами, позволяющая снизить потери на трение в цилиндропоршневой группе ДВС.

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов в «ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск, ООО «ЧТЗ–Уралтрак», ООО «Уральский дизель–моторный завод», г. Екатеринбург, а также при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотранспортном факультете ЮУрГУ.

Апробация работы. Содержание и результаты работы докладывались и обсуждались на научно–технических конференциях: ежегодные конференции в ЮУрГУ и ЧГАА (Челябинск, 2007–2019 гг.); Всероссийская научно–практическая конференция «Разработки Российской Федерации по приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники» (ЮУрГУ, Челябинск, 2009 г.); Международная научно–техническая конференция «Актуальные проблемы теории и современного двигателестроения», посвященная юбилею И.Я. Трашутина, научно–техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2009 г.); STLE Meeting & Exhibition (Orlando, Florida, 2014 г., USA), Всемирные трибологические конгрессы World Tribology Congress (Kyoto, Japan, 2009 г., Torino, Italy, 2013 г., Beijing, China, 2017 г.); Международный Конгресс двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2010 г.); Юбилейная научно–техническая конференции, посвященная 180–летию МГТУ им. Н.Э. Баумана «Двигатель – 2010» (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана); Международная научно–техническая конференция «Трибология–машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010 г.); «15th International Conference on Tribology» (Kragujevac, Serbia, 17–19 May 2017 г.), Международные научно–технические конференции «Пром–Инжиниринг» (Челябинск, ЮУрГУ, 2015 – 2019 гг.), «13th International

Conference on Tribology, BULTRIB '18» (October 25–27, 2018 г., Sofia, Bulgaria), а также на ряде областных и межвузовских конференций, совещаний и семинаров с представителями промышленных предприятий.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 70 научных трудов, включая 18 статей, в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 13 статей в библиографической базе данных Scopus и Web of Science, 2 монографии, 1 патент на полезную модель, 7 свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и приложения, изложена на 376 страницах машинописного текста, включая 141 иллюстрацию, 48 таблиц, 221 формулу и список литературы, содержащий 178 наименований.

В первой главе проанализирована проблема повышения ресурса ГСТС в поршневых и комбинированных ДВС за счет обеспечения гидродинамического режима трения. Приведены исходные уравнения, решение которых обеспечивает получение информации о ГМХ ГСТС в дизелях.

Во второй главе посвящена разработке методики численного моделирования динамики и смазки подшипников коленчатого вала ДВС с учетом макротопографии смазочного слоя, шероховатости поверхностей трения и реологических свойств смазочного материала. На основании разработанных методов решения уравнений динамики подвижных элементов ГСТС ДВС, теплового баланса предложена комплексная методика оценки режимов трения ГСТС ДВС, включающая в себя моделирование работы трибосопряжения в гидродинамическом режиме с учетом процессов, происходящих в области кавитации (реализующая алгоритм сохранения массы и учитывающая неильтоновское поведение смазки), в области контактного взаимодействия (характерных для смешанного и граничного режимов трения) и позволяющая моделировать влияние изменения

топографии сопрягаемых поверхностей на трибологические параметры ГСТС ДВС.

Третья глава посвящена разработке методики моделирования динамики ГСТС ДВС с учетом масляного голодания. Представлен алгоритм расчета смазочной системы ДВС на основе нелинейных макромоделей опор скольжения. Рассмотрены возможности повышения ресурса ГСТС в условиях масляного голодания за счет применения подшипников с регулярной микрографией контактирующих поверхностей и конструкции смазочной системы дизеля. Приведены разработанные модели ГСТС с регулярной микрографией поверхностей трения, в том числе, с текстурированием. Выполнены параметрические исследования влияния регулярной микрографии на ГМХ подшипников коленчатого вала дизелей.

Четвертая глава посвящена комплексной методике анализа динамики и смазки сопряжения «поршень–цилиндр» ДВС.

Необходимым элементом системы оптимального проектирования ДВС и, в частности, рассматриваемого сопряжения является определение и учет влияния внутрицилиндровых физических процессов на тепловую и механическую нагруженность элементов ГСТС. Особенности развития давления в цилиндре, представленные индикаторной диаграммой, в совокупности с кинематикой кривошипно–шатунного механизма являются базовыми для определения нагрузок в сопряжении «поршень–цилиндр» и во многом определяют ресурс ДВС.

Для определения поля ГД–давлений в смазочном слое ГСТС «поршень–цилиндр» по аналогии с радиальным использовалось модифицированное уравнение Элрода, записанное для сопряжения с поступательным движением элементов.

Показано, что одним из ключевых моментов анализа работоспособности ГСТС ДВС является оценка интенсивности изнашивания поверхностей трения в смешанном и граничном режимах, что в конечном итоге определяет моторесурс дизеля. Представлен метод оценки ресурса ГСТС ДВС,

базирующийся на модифицированной энергетической модели трения и изнашивания.

В пятой главе приводится методика и результаты экспериментальных исследований для определения параметров модифицированной энергетической модели определения интенсивности изнашивания ресурсоопределяющих ГСТС ДВС.

Оценку глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, выполняли с использованием DST–метода, сущность которого сводится к сравнению контрольных точек (инденторов) трехмерных профилограмм поверхностей трения до и после проведения испытаний, выполненную с использованием электронного микроскопа и специального программного обеспечения.

Для исследования реологического поведения моторных всесезонных масел в Вузовско–академической лаборатории «Триботехника» Южно–Уральского государственного университета был использован сертифицированный аппарат TANNAS TBS 2100E, позволяющий измерять вязкость смазочных жидкостей при высоких скоростях сдвига (до  $3 \cdot 10^6$  с<sup>−1</sup> по стандарту SAE J300) и определять неニュтоновские параметры смазки при температуре 150 °С.

Шестая глава посвящена параметрическим исследованиям и оптимизации конструктивных решений ГСТС дизелей.

Представлены комплексы программ, созданные на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики и смазки ГСТС ДВС.

На первом этапе решалась задача оптимизации макрогоометрических параметров шатунных подшипников коленчатого вала ДВС ЧН 12/12, ЧН 21/21, а также ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 15/16. На втором этапе выполнялись параметрические исследования микрогоометрических параметров для ГСТС дизеля ЧН 13/15. Третий этап включал расчетно–

экспериментальное определение ресурса ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15.

В заключении кратко приводятся итоги выполненного исследования. В приложении помещены свидетельства о регистрации программного обеспечения для ЭВМ, акты, подтверждающие использование результатов работы, патент на полезную модель.

Автор благодарен учителю д.т.н., проф. В.Н. Прокопьеву, который был многие годы вдохновителем и руководителем работ, которые легли в основу диссертационного исследования, а также научным консультантам д.т.н. проф. Ю.В. Рождественскому, В.Е. Лазареву, идеи которых развиты и воплощены в работе, коллективам вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ за помощь в проведении исследований и оформлении работы.

## Глава первая

### СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Несмотря на то, что производство поршневых двигателей в России в настоящее время находится в стадии активного развития, существуют значительные проблемы, связанные с низким уровнем их конкурентоспособности по техническим характеристикам, работоспособности. Кроме того, значительную долю компонентов (до 80%) для производства поршневых двигателей составляют иностранные комплектующие: для деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), турбокомпрессора (ТКР), газораспределительного механизма (ГРМ), топливной аппаратуры. В связи с этим, актуальнейшей задачей в области перспективного отечественного двигателестроения является развитие компетенций во многих направлениях разработки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и их компонентов.

#### 1.1. Вводные замечания

Стратегия развития транспортного машиностроения Российской Федерации на период до 2030 года [1] предполагает разработку и запуск производства дизельных, газодизельных и газовых двигателей с улучшенными показателями экономичности и экологической безопасности. Одним из перспективных направлений, согласно стратегии развития двигателестроения, является разработка поршневых газовых и газотурбинных двигателей нового поколения для железнодорожного подвижного состава, использующего газомоторное топливо.

Заложенные государственные стратегии перспективного двигателестроения предполагают в том числе развитие современных методологий анализа систем и узлов двигателей.

Наиболее критическими по надежности и ресурсоопределяющими в ДВС являются его гидродинамические сложнонагруженные трибосопряжения, к которым относят подшипники коленчатого вала, сопряжение «направляющая поршня- гильза цилиндра», «поршневое кольцо- гильза цилиндра», опорные и упорные подшипники турбокомпрессора.

Проблема теоретического анализа ГСТС ДВС состоит в обеспечении решения трех взаимосвязанных задач.

Первая задача заключается в моделировании динамики кривошипно-шатунного механизма ДВС, определении характеристик нелинейных колебаний шипа на смазочном слое подшипников коренных и шатунных шеек коленчатого вала, возникающих под действием нестационарных нагрузок от газовых и инерционных сил. Нагрузками, действующими на ГСТС «поршень–цилиндр», являются результирующие нагрузки от газовых и инерционных составляющих, определяемые индикаторной диаграммой давления газов в рабочем цикле и частотой вращения коленчатого вала ДВС.

Вторая задача заключается в расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения, и считается основополагающей и наиболее трудоемкой при моделировании динамики ГСТС ДВС, а также при рассмотрении параметров нелинейных колебаний роторов турбокомпрессоров (ТКР).

Одним из главных условий сохранения работоспособности ГСТС ДВС является отсутствие режимов масляного голодания. Применение при решении второй задачи граничных условий, обеспечивающих баланс смазки на границах разрыва и восстановления смазочного слоя, позволяют повысить достоверность прогноза возможного появления этих режимов.

Показано, что при решении этой задачи необходимо учитывать неニュтоновское поведение смазочных жидкостей и их влияние на

характеристики ГСТС, поскольку современные моторные масла, применяемые в ДВС, содержат различные энергосберегающие присадки, которые могут значительно изменять реологические свойства смазки.

Обоснована необходимость учета в расчетной модели микро- и макрогоеометрии поверхностей трения. Игнорирование указанных факторов при решении второй задачи может быть причиной конструктивных, технологических и эксплуатационных отказов ресурсоопределяющих ГСТС дизелей.

С целью повышения ресурса ДВС широкое применение находят конструктивно заданные макроотклонения поверхностей трения ГСТС от идеальной геометрии. Наряду с этим, современной тенденцией повышения несущей способности ГСТС ДВС является использование регулярной микрогоеометрии, в том числе, текстурирования поверхностей трения поршней, подшипников коленчатого вала и ротора ТКР.

Кроме конструктивно заданных, макроотклонения могут быть вызваны погрешностями обработки поверхностей трения, силовыми и тепловыми деформациями, а также процессами трения и изнашивания при эксплуатации трибосопряжений в составе ДВС. Учет влияния этих факторов на ГМХ обязателен в методике расчета ГСТС.

Третья задача заключается в определении теплового состояния смазочного слоя ГСТС ДВС. Особенностью трибологического анализа ГСТС дизелей является определение температуры в смазочном слое с учетом конфигурации смазочной системы ДВС, источников смазки на поверхностях трения, деформаций, обусловленных протеканием рабочих процессов в камере сгорания двигателя.

Таким образом, задачи динамики и смазки тяжелонагруженных подшипников скольжения и методы их решения можно рассматривать в единой методологической концепции, включающей в себя совместное решение систем уравнений: для определения поля гидродинамического

давления с учетом макро- и микрогеометрии, движения подвижных элементов на смазочном слое, а также теории упругости и пластичности.

## 1.2. Актуальные задачи современного энергетического машиностроения в области обеспечения надежности узлов трения

Энергоэффективность и энергосбережение являются приоритетными направлениями модернизации и технологического развития экономики Российской Федерации

Изделия энергетического машиностроения должны отвечать комплексу технических требований, вытекающих из задач их использования в специфических условиях эксплуатации. При разработке требований к технике и ее агрегатам учитывается вся совокупность причинно-следственных связей системы: наземная транспортная машина (НТМ)-человек-среда, производственная база, ресурсы.

В основе разработки технических требований к объектам энергетического машиностроения лежит программная цель обеспечения качества изделий при заданном ресурсе с минимизацией затрат на их эксплуатацию.

Безотказность и долговечность ДВС в значительной мере определяются надежностью их основных трибосопряжений (ТС) с жидкостным режимом трения. Большинство узлов гидродинамического режима трения относятся к сложнонагруженным, то есть нагруженным силами переменными по величине и направлению.

Одним из важных аспектов «трибологии ДВС» является обеспечение в большей степени жидкостного режима трения для подвижных трибосопряжений, в число которых входят ТС «поршень – цилиндр», «поршневое кольцо – цилиндр», шатунные и коренные подшипники коленчатого вала. Оценка составляющих потерь на трение в силовом агрегате (рис.1.1) свидетельствует о том, что основная их доля (66%) приходится на направляющую поршня, поршневые кольца и подшипники, оставшиеся 34%

составляют потери на трение в газораспределительном механизме и трансмиссиях [2]. Следует отметить, что потери на трение непосредственно в ТС «поршень – цилиндр» и «поршневое кольцо – цилиндр» по разным данным [3-5] составляют от 45% до 50% от общих потерь на трение в ДВС.

Зависимость коэффициента трения от числа Зоммерфельда (рис. 1.2) свидетельствует о превалирующем наличии режима жидкостного трения для сопряжения «юбка поршня – гильза цилиндра», за исключением режимов работы ДВС, характеризуемого высокими величинами нагрузок и невысокой скоростью относительного движения контактирующих поверхностей юбки и гильзы. В отличие от ТС «поршень – цилиндр» большую часть рабочего цикла ТС «поршневое кольцо – цилиндр» находится в граничном и смешанном режимах трения [6], когда ключевую роль играют такие параметры как характеристики микропрофиля поверхностей трения, химический состав смазочного материала. Однако, следует отметить, что режим трения трибосопряжений может меняться вследствие изменения величины шероховатости вследствие изнашивания контактирующих поверхностей, а также изменения со временем свойств смазочного материала [2].

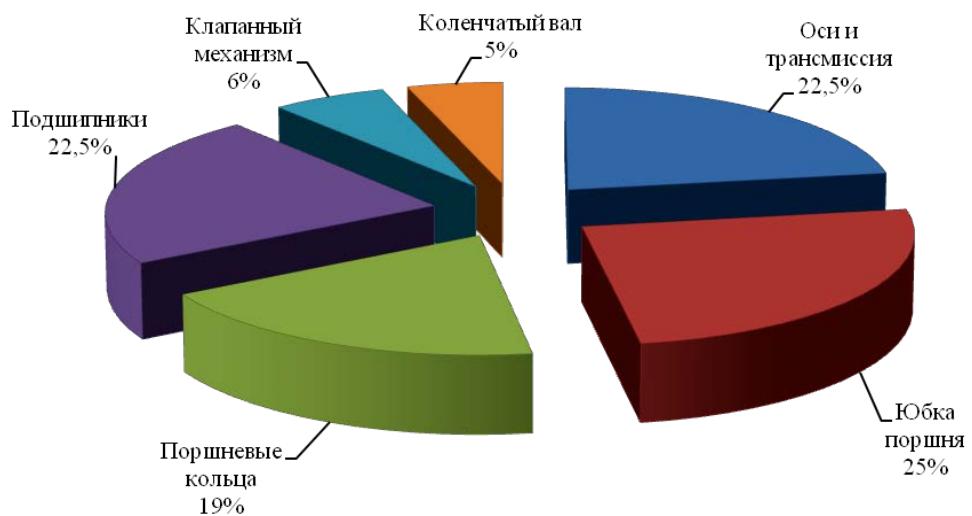


Рис. 1.1. Распределение потерь на трение в трибосопряжениях силового агрегата

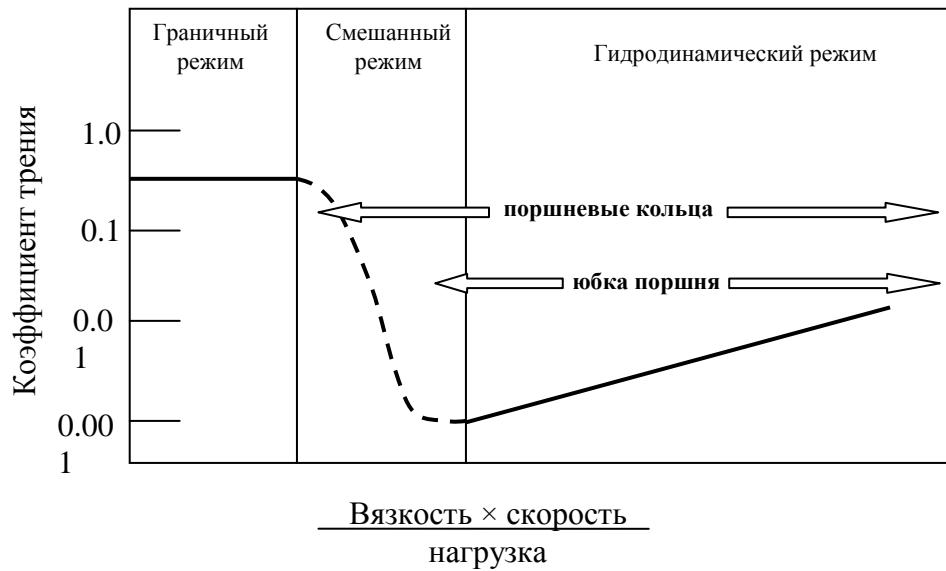


Рис. 1.2. Режимы трения трибосопряжений цилиндро-поршневой группы

Особенности работы поршня с комплектом поршневых колец представлены на (рис. 1.3) из работы [5]. Авторами анализируются возможные режимы трения в сопряжениях "поршень-гильза цилиндра" и "поршневое кольцо-гильза цилиндра", а также рассматриваются применяемые материалы и покрытия элементов трибосопряжений.

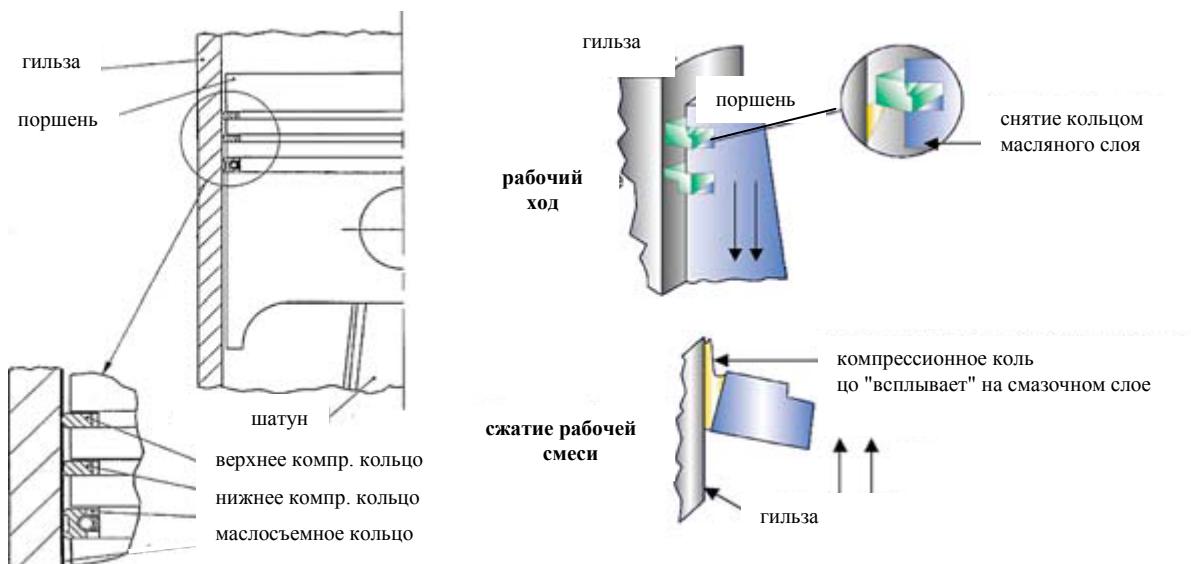


Рис. 1.3. Особенности работы трибосопряжений ЦПГ

ГСТС ДВС смазываются моторным маслом, которое постоянно подается в необходимом количестве к их поверхности и обеспечивает гидродинамический режим трения, характеризующийся наличием находящейся под давлением масляной пленки, разделяющей поверхности подшипника и вала. Непосредственный контакт между трущимися в гидродинамическом режиме поверхностями отсутствует. Это обеспечивается силой гидродинамического давления, возникающего в масляном зазоре (масляный клин), образуемый поверхностями подшипника и вала.

Согласно ГОСТ ИСО 7905-1-99 и ГОСТ 2789-73 условием существования гидродинамического режима трения является неравенство типа

$$h_{\min} > Rz_1 + Rz_2 ,$$

где  $h_{\min}$  – минимальная толщина смазочного слоя [7-9];  $Rz_1, Rz_2$  – высота шероховатостей профиля в десяти точках подшипника и контрповерхности.

Вероятность реализации гидродинамического или граничного режима для сложнонагруженных подшипников можно приближенно оценивать по величине  $\lambda$  [10].

Чем больше величина  $\lambda$ , тем выше вероятность жидкостной смазки, тем меньше вероятность непосредственного контакта вершин неровностей поверхностей трения. При  $\lambda > 3$  имеет место гидродинамический (или жидкостный) режим смазки, при  $\lambda < 1$  – граничный и при  $1 < \lambda < 3$  – режим смешанной смазки.

При определенных условиях нагружения ГСТС гидродинамический режим трения сменяется на смешанный. К таким условиям можно отнести:

- недостаточный поток смазочного материала;
- высокие нагрузки;
- низкая вязкость смазочного материала;
- перегрев смазочного материала, дополнительно снижающий его вязкость;

- высокая шероховатость поверхностей подшипника и вала;
- загрязнение смазочного материала;
- деформация и геометрические дефекты подшипника или вала.

В смешанном режиме трения наличествует непосредственный физический контакт, чередующийся с гидродинамическим трением. Такой режим трения может привести к повышенному износу подшипника и к схватыванию с валом.

Высокофорсированные дизели характеризуются циклическим нагружением ГСТС, обусловленным переменным давлением в цилиндре и также инерционными силами, вызванными движущимися частями. Такие нагрузки на ГСТС могут привести к их разрушению вследствие усталостных явлений.

Поршень как элемент ГСТС «поршень-цилиндр» – одна из наиболее ответственных деталей в современном дизеле [11]. Он должен быть легким и обладать прочностными характеристиками, способными обеспечить сопротивляемость механическому и тепловому нагружению, обусловленному давлением газов в цилиндре дизеля и инерционными силами. Кроме того, юбка поршня должна обладать высокой износостойкостью контактирующей поверхности, уменьшенным трением при минимальном установочном зазоре в цилиндре дизеля. Правильно подобранный установочный зазор в сопряжении обеспечивает герметичность и возможность избежать прорыва газов из камеры сгорания в картер и уменьшить расход масла в направлении камеры сгорания и устраниить шум (стук) поршня о стенки цилиндра дизеля.

Форсированные дизели характеризуются высокими значениями максимального давления газов и частотой рабочих циклов, вследствие чего характер нагрузки на в сопряжении «поршень-цилиндр» близок к ударному. Кроме того, в многооборотных ДВС значения силы инерции незначительно уступают силам давления газов, и передача поршнем этих нагрузок сопровождается высокой скоростью его движения. Температура

действующих на поршень газов может достигать значений порядка 2000 – 2500  $^{\circ}\text{C}$ , что может сопровождаться снижением механических свойств его материала. В результате этого, в поршне возникают как механические, так и термические напряжения. Трение, возникающее в сопряжении «поршень-цилиндр» в условиях несовершенной смазки, ведет к повышенному износу, а возникающие в результате действующих сил напряжения, вызывают деформацию поршня и гильзы.

Основными требованиями к сопряжению «поршень-цилиндр» являются [12]:

- 1) обеспечение герметичности полости цилиндра дизеля от пропуска газов из камеры сгорания;
- 2) эффективный отвод тепла от днища поршня в стенки цилиндра;
- 3) минимальная тепловосприимчивость внешней поверхности днища поршня;
- 4) высокая износостойкость материалов сопряжения;
- 5) обеспечение минимального расхода масла в направлении камеры сгорания;
- б) минимально возможная масса поршня при достаточной прочности и жесткости;
- 7) максимально возможный ресурс сопряжения.

Нормативные требования к материалам поршней приведены в ГОСТ Р 53558-2009 Автомобильные транспортные средства. Поршни алюминиевые двигателей. Общие технические требования и методы испытаний и ГОСТ 30620-98 Сплавы алюминиевые для производства поршней. Технические условия.

Составные конструкции поршней имеют днище, изготавливаемое из легированной стали и юбку - из чугуна или алюминиевого сплава, что дает возможность получить конструкцию, обладающую высокой жароупорной прочностью при относительно небольшой массе.

Относительно низкий коэффициент трения алюминиевых сплавов и высокий коэффициент теплопроводности дают возможность снизить потери на трение, температуру днища поршня. Кроме того, теплопередача от газов к поршню из алюминиевого сплава меньше порядка на 30-40%, чем к чугунному или стальному.

Таким образом, замена чугунных поршней поршнями из алюминиевых сплавов может обеспечить повышение мощности дизеля на 10-15% и снижение расхода топлива.

Наряду с преимуществами поршни из алюминиевых сплавов обладают определенными недостатками: малой прочностью при высоких температурах, быстрой разработкой канавок под поршневые кольца и бобышек поршневого пальца. Одним из недостатков также является необходимость увеличения установочного зазора между юбкой поршня и цилиндром практически в 2 раза по сравнению с поршнями из чугуна, что объясняется большим коэффициентом линейного расширения алюминиевых сплавов (в 2-2,5 раза выше, чем у чугуна и стали). Указанные недостатки могут затруднять пуск дизеля, вызывать стуки в цилиндрах при работе на малых нагрузках, а также увеличивается тепловая нагрузка на верхние компрессионные поршневые кольца.

Поршневые кольца должны удовлетворять требованиям ГОСТ Р 53843 – 2010 Двигатели автотранспортных средств. Кольца поршневые. Технические требования и методы испытаний, которые регламентируют основные требования к материалу колец, профилю, тепловому зазору, покрытию рабочей поверхности. В ГОСТ Р 53843 -2010 приведены требования ко всему пакету колец, включая маслосъемное кольцо.

### 1.3. Макро- и микрogeометрия гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений ДВС

Макроотклонения формы поперечного сечения поверхностей подшипника от круглоцилиндрической всегда присутствуют и могут быть достаточно значительными. Этот факт может объясняться погрешностями обработки поверхностей трения, нагрузочными и тепловыми деформациями, а также процессами трения и изнашивания в процессе эксплуатации трибосопряжений в составе поршневого двигателя. Макроотклонения поверхностей могут быть заданы и конструктивно.

Одной из важных составляющих микрogeометрических характеристик трибосопряжений считается шероховатость их контактирующих поверхностей, которая непосредственно оказывает влияние на функционирование узлов трения машины. Система параметров шероховатости поверхности согласно ГОСТ 2789—73 дает возможность задать нужную микрogeометрию (волнистость, шероховатость) в соответствии с требуемыми эксплуатационными свойствами детали.

#### *Макрogeометрия смазочного слоя*

Для статически нагруженных ГСТС макропрофилирование (отклонение формы поперечного сечения вкладыша (втулки) подшипника от круглоцилиндрической) используется, в частности, для обеспечения устойчивости роторов ТКР.

Используется профилирование вкладышей подшипников коленчатого вала двигателей ДВС. Определенное применение находят конструкции шатунных подшипников с разностенными вкладышами. Такой вид макропрофилирования используется для увеличения усталостной долговечности антифрикционного слоя. В таких подшипниках толщина

верхнего (более нагруженного) полувкладыша превышает толщину нижнего (рис.1.4).

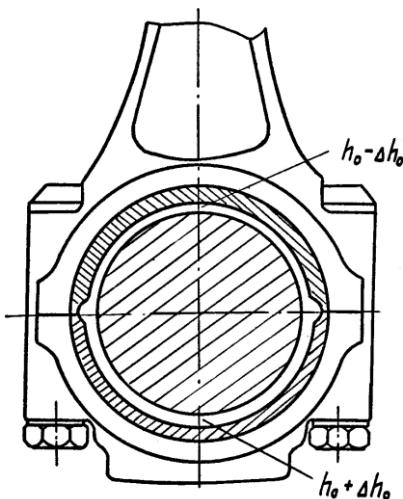


Рис. 1.4. Схема подшипника с разностенными вкладышами

Большинство методик расчетного анализа ГСТС ДВС предполагают, что шип и подшипник имеют идеальную геометрию как в радиальном, так и осевом направлении, т.е. являются круглоцилиндрическими.

Схема ГСТС с идеальной геометрией смазочного слоя представлена на рис. 1.5. Шип и подшипник, радиусы которых  $r_2 \approx r_1 = r$ , вращаются с абсолютными угловыми скоростями  $\omega_2$  и  $\omega_1$ . В системе координат  $O_1XY$ , закрепленной на подшипнике, относительная скорость вращения шипа  $\omega = (\omega_2 - \omega_1)$ , а положение его центра характеризуется эксцентризитетом  $e = O_1O_2$  и углом  $\delta$ . Относительные скорости движения центра шипа в проекциях на линию центров и направление ей перпендикулярное равны  $de/dt$  и  $e d\delta/dt$ .

Оси  $Ox$  и  $Oz$  системы координат  $Oxyz$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развертывается поверхность подшипника: ось  $Oy$  направлена по нормали к ней, а ось  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина подшипника.

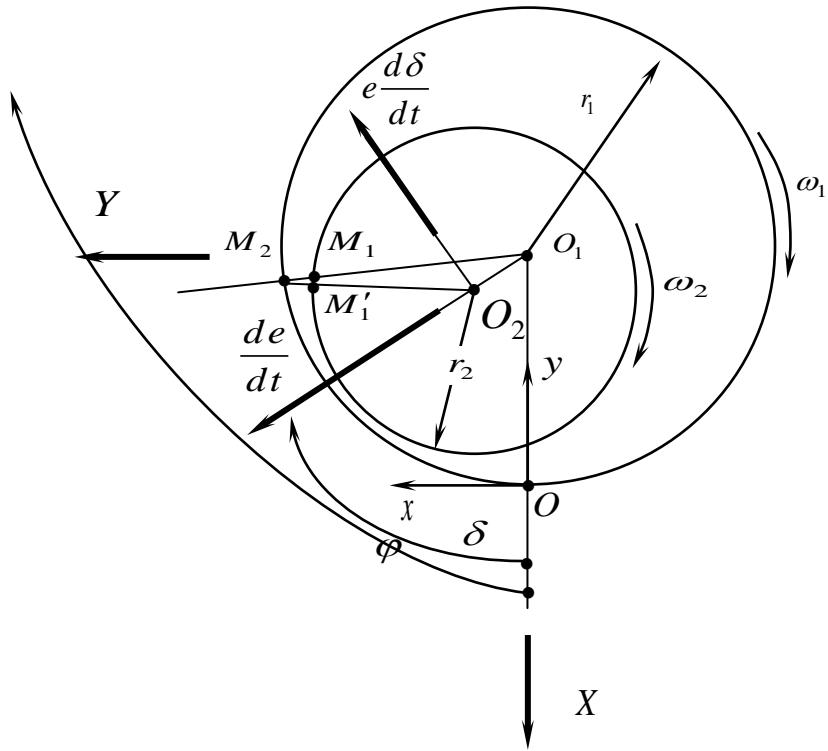


Рис. 1.5. Схема сложнонаагруженного подшипника

Оси  $Ox$  и  $Oz$  системы координат  $Oxyz$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, лежат в плоскости, на которую развертывается поверхность подшипника: ось  $Oy$  направлена по нормали к ней, а ось  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина подшипника.

Толщина смазочного слоя  $h(\varphi) = M_2 M_1 \approx M_2 M'_1$  и ее производная по времени определяются формулами [13]:

$$h = h_0 - e \cos(\varphi - \delta); \quad \partial h / \partial t = -de/dt \cos(\varphi - \delta) - e d\delta/dt \sin(\varphi - \delta),$$
 где  $h_0$  – радиальный зазор.

Если в момент  $t$  известны координаты центра шипа  $e(t), \delta(t)$ , скорости  $de/dt, d\delta/dt$ , а также эффективная (расчетная) температура смазочного слоя  $T_{\mathcal{E}}$ , поле гидродинамических давлений  $p(\varphi, \bar{z}, t)$  находится интегрированием квазистационарного уравнения Рейнольдса [14,15]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}). \quad (1.1)$$

Здесь

$\bar{h} = h/h_0$ ;  $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ ;  $\bar{\mu}_3 = \mu_3/\mu_0$ ;  $\bar{p} = p\psi^2/\mu_0\omega_0$ ,  $\psi = h_0/r$ ;  $\bar{z} = z/r$ ,  
 $-a \leq \bar{z} \leq a$ ,  $a = B/D$ ;  $\varphi = x/r$ ;  $\bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$ ;  $\tau = \omega_0 t$ , где  $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_3, \bar{p}$  –  
безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки,  
гидродинамическое давление;  $\mu_3$  - эффективная вязкость смазки;  $D$  -  
диаметр подшипника;  $\mu_0, \rho_0, \omega_0$  – соответственно характерные: вязкость,  
плотность смазки, угловая скорость вращения шипа.

Безразмерная величина  $\bar{h}$  и производная  $\partial\bar{h}/\partial\tau$  определяются формулами:

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta), \quad \partial\bar{h}/\partial\tau = -[\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) + \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta)],$$

где  $\chi = e/h_0$  - относительный эксцентриситет;  $\dot{\chi}, \dot{\delta}$  - производные по  
безразмерному времени.

### *Микрогоометрия смазочного слоя*

При наличии нерегулярной геометрии поверхностей трения (шероховатостей) полная толщина смазочного слоя определится

$$\bar{H} = \bar{h} + \bar{h}_\delta(\varphi, \bar{z}, \xi). \quad (1.2)$$

Здесь первый член правой части представляет собой номинальную толщину слоя смазки. Второй член обусловлен шероховатостями, которые отсчитываются от номинального уровня, и берутся как случайные величины с нулевым средним значением. В общем случае этот член является функцией пространственных переменных  $\varphi$  и  $\bar{z}$ , а на его случайный характер указывает переменная  $\xi$ .

В соответствии со стохастической теорией Кристенсена и Тондера [16, 17] выражение (1.2) подставляется вместо  $\bar{h}$  в уравнение (1.1), после чего оно усредняется применением оператора математического ожидания к его левой и правой частям. Процедура усреднения базируется на рассмотрении трех частных форм шероховатостей (рис. 1.6).

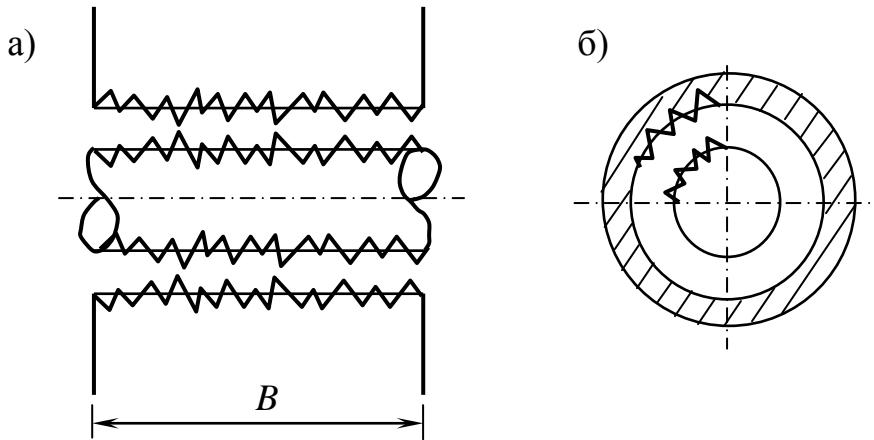


Рисунок 1.6 – Схематическое изображение форм шероховатостей:  
а) – продольная шероховатость; б) – поперечная шероховатость

При наличии одномерной продольной шероховатости (рисунок 1.6. а) неровности имеют вид длинных узких гребней и впадин, проходящих в направлении вращения шипа, поэтому  $\bar{h}_\delta = \bar{h}_\delta(\bar{z}, \xi)$ .

Вторая форма шероховатости – одномерная поперечная шероховатость (рис. 1.6. б) характеризуется неровностями в виде длинных узких гребней и впадин, проходящих в направлении, перпендикулярном направлению вращения шипа, поэтому  $\bar{h}_\delta = \bar{h}_\delta(\varphi, \xi)$ .

В случае однородной изотропной шероховатости предполагается, что неровности равномерно распределены по поверхностям шипа и втулки, и нельзя выделить какого-либо их преимущественного местоположения или направления.

Методика вычисления функции толщины  $\bar{h}_\delta$  из (1.2) для трех упомянутых форм шероховатостей известна [16, 17].

При наличии на поверхностях цапфы и втулки шероховатостей уравнение (1.1) приобретает вид

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( F \frac{\partial(\bar{p})}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a^2} \left( \Gamma \frac{\partial(\bar{p})}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\partial}{\partial \varphi} \{G\} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} \{E[\bar{H}]\}. \quad (1.3)$$

Параметры модели шероховатости будут рассмотрены подробнее в главе 2.

Повышение ресурса трибосопряжений в условиях масляного голодания возможно за счет применения подшипников с регулярной микрогеометрией контактирующих поверхностей и конструкции смазочной системы. Известны работы, посвященные увеличению несущей способности, а также улучшению триботехнических характеристик применением регулярной микрогеометрии, в том числе, текстурирования радиальных подшипников скольжения коленчатого вала ДВС и деталей цилиндропоршневой группы, в частности, направляющей поршня, гильзы цилиндра, поршневых колец.

Текстурирование контактирующих поверхностей осуществляется путем изменения толщины смазочной пленки в соответствии с задаваемым микрорельефом поверхности трения. В частности, текстурирование поверхности вкладышей коренных подшипников может выполняться в виде эллиптических ямок, а поверхности направляющей поршня – в виде микроканавок.

#### 1.4. Методы трибоанализа сопряжений жидкостного трения с учетом макрогеометрии их поверхностей

##### 1.4.1. Методы интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое

При интегрировании уравнения (1.1) в области  $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$  чаще всего применяют граничные условия Свифта-Штибера (СШ), которые записывают в виде ограничений на функцию  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ :

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) &= \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0, \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}_S \quad \text{на } (\varphi, \bar{z}) \in \Omega_S, S = 1, 2, \dots, S^*, \end{aligned} \quad (1.4)$$

где  $\Omega_s$  – область, занимаемая источниками смазки, в которой давление постоянно и равно давлению подачи  $p_s$ ,  $s^*$  – количество источников.

Разностная аппроксимация уравнения Рейнольдса (1.1) сводит его к системе алгебраических уравнений, которая с учетом ограничений (1.4) решается итерационным методом Зейделя, либо с использованием одной из модификаций метода продольно-поперечных прогонок [18,19]. Процедура реализации граничных условий (1.4) состоит в следующем. Когда в процессе итераций в каком-либо узле области  $\Omega$  не выполняется условие  $\bar{p} > 0$ , тогда давление в нем обнуляется [20].

По известной функции  $\bar{p}(\varphi, z, \bar{t})$  определяются такие значения безразмерных характеристик смазочного слоя как нагрузка (число Зоммерфельда)  $So = k_R \cdot F$ , где  $k_R = \psi^2 / (BD\mu_0\omega_0)$ ,  $F$  – внешняя нагрузка, действующая на подшипник; угол  $\gamma$  от линии действия  $F$  до линии центров; максимальное ГД-давление в слое  $\bar{p}_{\max}$  и соответствующая ему координата  $\varphi_{\max}$ ; момент сопротивления вращению шипа  $\bar{M} = k_M M$ ,  $k_M = 2\psi / (BD^2\mu_0\omega_0)$ ; расход смазки в торцы подшипника  $\bar{Q}_T = k_Q Q_T$ ,  $k_Q = 2 / (BD^2\psi\omega_0)$ ; мощность, рассеиваемая в смазочном слое  $\bar{N} = k_N N$ ,  $k_N = 2\psi / (BD^2\mu_0\omega_0^2)$ .

Безразмерные реакции смазочного слоя на шип определяются выражением:

$$\bar{R}_U = k_R \begin{bmatrix} R_X \\ R_Y \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}, \quad (1.5)$$

с учетом их значений определяются безразмерные характеристики:

$$\begin{aligned} So &= \sqrt{\bar{R}_X^2 + \bar{R}_Y^2}; \\ \gamma &= \operatorname{arctg} \left( \frac{\bar{R}_Y}{\bar{R}_X} \right) + \frac{\pi}{2} \left( 1 + \frac{\bar{R}_X}{|\bar{R}_X|} \right); \\ \bar{Q}_T &= -\frac{1}{12a\bar{\mu}_3} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi; \end{aligned} \quad (1.6)$$

$$\bar{N} = r^2 \int_0^{2\pi} \int_{-a}^a \mathcal{D} d\varphi d\bar{z}.$$

Здесь  $\Omega_A$  – активная область смазочного слоя ( $\bar{p} > 0$ ),  $\mathcal{D}$  – диссипативная функция рассеивания [20]. Максимальное ГД-давление  $\bar{p}_{\max}$  и координата ему соответствующая  $\varphi_{\max}$  определяются численным исследованием на экстремум функции  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ .

#### 1.4.2. Методы, базирующиеся на алгоритмах сохранения массы

Границные условия СШ (1.4) достаточно корректно описывают условия на границе разрыва смазочного слоя, но не точно на границе восстановления. Вследствие этого их использование ведет к нарушению баланса массы смазки, поступающей в подшипник и вытекающей в торцы и расчетное значение торцевого расхода смазки может оказаться вдвое больше количества смазки, поступающей в источник, как показано в работе [21]. Более точными являются граничные условия Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО), отражающие ненулевой градиент ГД-давлений на границе восстановления. Алгоритмы, с помощью которых выполняются граничные условия ЯФО называют алгоритмами сохранения массы смазочной жидкости или алгоритмами сохранения массы.

Одна из первых реализаций граничных условий ЯФО была выполнена Элродом и Адамсом [22], которые предложили определять поле ГД-давлений из уравнения для степени заполнения зазора  $\theta$ :

$$\frac{\partial}{\partial\varphi} \left[ \frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12\bar{\mu}_3} g(\theta) \frac{\partial\theta}{\partial\varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial\bar{z}} \left[ \frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12\bar{\mu}_3} g(\theta) \frac{\partial\theta}{\partial\bar{z}} \right] = \bar{\omega} \frac{\partial}{\partial\varphi} (\bar{h}\theta) + \frac{\partial}{\partial\tau} (\bar{h}\theta). \quad (1.7)$$

Здесь  $\bar{\beta} = \beta\psi^2/\mu_0\omega_0$  – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки,  $\beta$  – размерное значение коэффициента,  $g(\theta)$  – функция переключения:

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{если } \theta < 1. \end{cases}$$

В активной области смазочного слоя  $\theta = \rho / \rho_c$ , где  $\rho_c$  – плотность смазки при давлении кавитации  $p_c$ . В области кавитации  $p = p_c, \rho = \rho_c$ , при этом  $\theta$  характеризует массовое содержание смазки в единице объема пространства ГСТС ДВС.

ГД-давления связаны с  $\theta$  выражением:

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta} \ln \theta. \quad (1.8)$$

Первым удачным алгоритмом решения уравнения (1.7) является алгоритм Элрода [23] и наиболее важный результат этой работы заключается в предложенной эмпирической формуле разностной аппроксимации дифференциального оператора  $0,5\bar{\omega} \partial/\partial\varphi(h\theta)$  уравнения (1.7), описывающего конвективный перенос массы смазочного материала. В последующих работах [24, 25, 21, 26] этот подход также называют эмпирическим.

Далее в работе Миранды [27], вышедшей через год после работы [23], показано, что с использованием алгоритма Элрода не удается обеспечить результаты расчета даже для статически нагруженных подшипников, характеризующихся эксцентрикитетом  $\chi \geq 0,7$ .

В работе [24] Лебек также усомнился в возможности применения алгоритма Элрода для анализа ГСТС без использования критериев для окончания итерационных процедур.

Вудс и Бреве [28] при расчете поля ГД-давлений с помощью алгоритма Элрода получили результаты лишь при решении прямой задачи динамики ГСТС, для которой по заранее заданной траектории движения центра шипа находят гидограф нагрузки. Однако, такая задача не является актуальной и полезной для практики.

Паранжип и Хан [29] применили алгоритм для решения не только статических, но и динамических задач. При решении уравнения (1.7) они использовали метод продольно-поперечных прогонок Писмена–Рэкфорда. Авторами были отмечены численные трудности сходимости итерационной

процедуры решения уравнения (1.7), однако о способах преодоления трудностей сходимости итерационной процедуры авторами не упоминается.

Попытки автора реализовать алгоритма Элрода (результаты расчета приведены следующей главе) показали наличие зависимости скорости сходимости итерационной процедуры интегрирования уравнения (1.7) и получаемых результатов от значения коэффициента  $\beta$ . Подобные результаты сходимости алгоритма, даже при решении задач статически нагруженных подшипников, получили авторы, использующие его в своих работах [21, 26, 25, 28]. Таким образом, алгоритм Элрода может быть использован ограниченно для решения статических задач, а для задач динамики его применение не целесообразно.

В работах Виярагхавана и Кейта [21, 25] для решения задач статики были разработаны оригинальные численные процедуры интегрирования уравнения (1.7), которые заключались в следующем. В области давлений, где  $\theta \geq 1$ , использовались центральные конечные разности, а в области кавитации - односторонние разности против потока. Результаты расчета свидетельствуют о существенной зависимости параметров от выбранного значения коэффициента сжимаемости смазки  $\beta$ .

Авторами работы [25] с использованием разработанного алгоритма сохранения массы было исследовано влияние наличия кольцевой канавки на поверхности трения ГСТС на ГМХ. Обсуждение вопросов сходимости и устойчивости итерационной процедуры и результатов расчета от величины коэффициента сжимаемости в работе не приводится.

Винсент и др. [30] провели расчетные исследования динамически нагруженного шатунного подшипника ДВС с окружной канавкой на поверхности трения, при этом они использовали для решения уравнения (1.7) алгоритм, предложенный Виярагхаваном и др. [26]. Авторы свидетельствуют о проблемах, возникающих в процессе интегрирования уравнения (1.7), а также при решении уравнений движения шатунной шейки, но о способах их преодоления умалчивают.

Теоретическое обоснование возможных версий решения уравнения (1.7) приводится в работе Прокопьева В.Н. [30], а также в работах, выполненных при участии автора [31, 32, 33, 34]. На идеях и отправных положениях этих работ базируются алгоритмы, подробно исследованные в разделах следующей главы.

## 1.5. Методы трибоанализа сопряжений жидкостного трения с учетом микрографии их поверхностей

### 1.5.1. Анализ моделей шероховатых поверхностей

Одной из важных микрографических характеристик ГСТС является шероховатость их поверхностей и ее учет в процессе тепломассообмена при контактном взаимодействии в условиях смешанного и граничного режимов трения, характерных для ГСТС ДВС является необходимым.

Среди различных видов отклонения микрорельефа поверхности можно выделить следующие: волнистость, шероховатость и субшероховатость [35, 36]. Однако, следует отметить, что данная классификация не является строгой. Волнистость представляет собой совокупность повторяющихся выступов, при этом расстояние между ними значительно больше, чем высота: расстояние находится в пределах 0.8-10 мм, а высота варьируется в интервале 0.03-500 мкм. Шероховатость - это совокупность микронеровностей с относительно малым шагом, изменяющимся в пределах от 2-800 мкм и высотой от 0.01 до 400 мкм. На выступах образующих шероховатость, имеются еще более мелкие неровности – субмикрошероховатости, которые образуются неровностями с высотой от 2 до 20 нм.

Для измерения параметров шероховатости используются такие методы как: шуповые с использованием профилометров, оптические, электронно-микроскопические и другие [35]. Принцип работы профилометров

заключается в том, что перемещения иглы профилометра в вертикальном направлении преобразуются в электрические сигналы, поступающие далее в микропроцессор, выдающий запись профиля поверхности, т.е. профилограмму (рис. 1.1). Профилограмму, снятую в направлении следов обработки принято называть продольной, а в перпендикулярном направлении – поперечной. Параметры шероховатости оценивают по профилограммам, имеющим строго регламентированную базовую длину  $l$  [37] и для их описания существуют стандарты [38].

Основные параметры шероховатости соответствуют ГОСТ 2789-73 [39]. Пусть кривая  $h(x)$  ( $x \in [0, l]$ ) описывает профилограмму относительно средней линии (рис.1.7), тогда параметры шероховатости определяются: среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |h(x)| dx$ , среднеквадратическое отклонение профиля  $R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l |h(x)|^2 dx}$ , наибольшая высота профиля  $R_{\max} = h_{\max} + h_{\min}$  (где  $h_{\max} = \max_{x \in [0, l]} h(x)$  – наибольшее неотрицательное уклонение профиля от средней линии,  $h_{\min} = \left| \min_{x \in [0, l]} h(x) \right|$  – модуль наименьшего неположительного уклонение профиля от средней линии), высота сглаживания  $R_p = h_{\max}$ , средняя высота неровностей  $R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 h_{\max,i} + \sum_{i=1}^5 h_{\min,i} \right)$  вычисляемая по пяти значениям высот наиболее высоких выступов  $h_{\max,i}$  ( $i = \overline{1,5}$ ) и пяти значениям глубин наиболее глубоких впадин  $h_{\min,i}$  ( $i = \overline{1,5}$ ). Кроме высотных характеристик рассматриваются средний шаг неровностей  $S_m$  и параметры формы выступов: средний угол наклона профиля  $m$  и средний радиус кривизны в вершинах выступов  $r_{cp}$  (иногда в качестве  $r_{cp}$  рассматривают среднегеометрическое двух значений  $r_{cp}$ , полученных на продольной и поперечной профилограммах).



Рис. 1.7. Профилограмма, параметры шероховатости, опорная кривая

Для представления распределения материала по высоте используют опорную кривую  $t_p(y_p) = \frac{l(y_p)}{l}$  равную отношению длины сечения  $l(y_p)$  на уровне

$y_p = \frac{y}{R_{\max}}$  к базовой длине  $l$  (рис. 1.7). Предполагается, что распределение

материала по высоте для поверхности совпадает с распределением материала

по высоте на профилограмме, т.е.  $t_p(y_p) = \frac{A_s(y_p)}{A_n}$  где  $A_s(y_p)$  площадь сечения поверхности плоскостью параллельной средней на относительном уровне  $y_p$  и  $A_n$  – номинальная площадь поверхности.

Как показывают экспериментальные исследования, контакт реальных тел происходит на небольших участках, так называемых пятнах контакта и они занимают малую часть поверхности контактов [37, 40].

Выступы поверхностей сопряжений имеют неправильные геометрические формы и для их моделирования применяются модели с геометрически правильной формой: пирамиды, клинья, конусы, стержни, полусфера, эллиптические параболоиды и др., что объясняется отсутствием решения контактных задач для тел произвольной формы.

Модель поверхности с нерегулярной микрогоометрией поверхности представляется совокупностью высот одинаковой формы, но имеющих разную высоту. Модель считается адекватной в случае совпадения распределения материала по высоте для реальной и модельной поверхностей.

Выбор модели основывается на сходстве в поведении выступа реальной поверхности и выступа модельной поверхности при деформировании. Полученная модель нерегулярной микрогоометрии считается адекватной, если ее применением возможно получить совпадение расчетных и экспериментальных результатов [37]. Выполнив анализ различных моделей можно увидеть, что наиболее адекватными моделями являются такие, где применяются формы стержня, клина, полусферы и эллиптического параболоида, а модели, использующие пирамиды и конусы оказываются менее подходящими. Наиболее близкое совпадение с экспериментом можно получить, моделируя выступы в виде сферических форм и в виде эллиптических параболоидов.

Большой вклад в развитие этого направления внес Демкин Н.Б. [37], предложивший аппроксимировать опорную кривую реальной поверхности  $t_p(y_p)$  при малых значениях  $y_p$  выражением вида  $by_p^v$ , где  $b$  и  $v$  некоторые константы, определяемые с помощью профилограмм.

При контакте двух шероховатых поверхностей первыми вступают в контакт пары выступов с наибольшими высотами, и задачу о контакте двух шероховатых поверхностей можно свести к задаче о взаимодействии поверхностей трения с некоторой «эквивалентной» («суммарной») шероховатостью. Такой подход не может являться эквивалентным, но упрощает расчеты и позволяет получить значения, отличающиеся от действительных в пределах, допустимых для инженерных расчетов [37, 40].

Существует аналогичный подход, но заключающийся в том, что высоты вершин выступов считаются случайными и описываются некоторой известной плотностью вероятности  $f_s(x)$ . Такой подход одними из первых применили в своей работе [41] Гринвуд Дж. А. и Вилльямсон Дж. Б. П. В этой работе авторы рассматривали модель шероховатой поверхности в виде совокупности выступов. Высоты шероховатости описывались сферической формой с вершинами одного радиуса  $r_{cp}$  и случайной высотой, при этом

рассматривался упругий и пластичный контакт модельной поверхностью и жесткой гладкой плоскостью (рис. 1.8).

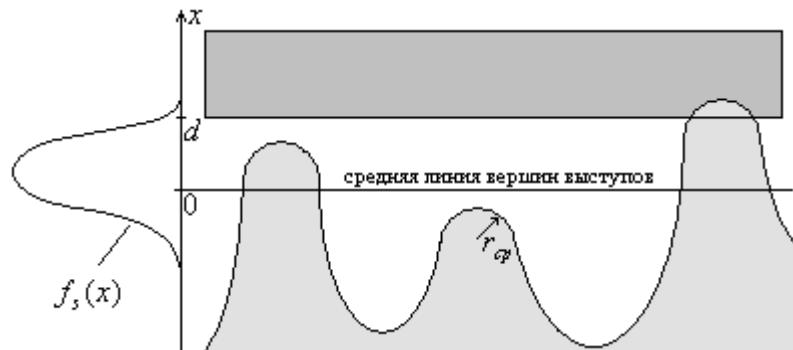


Рис. 1.8. Схема контакта в модели Гринвуда-Виллиамсона

Авторы отмечают, что показательное распределение достаточно сложно классифицировать как правдоподобное, так как выполненный анализ профилограмм контактирующих поверхностей предсказывает иное распределение высот вершин, иногда близкое к гауссову распределению, впрочем, как отмечают авторы, показательное распределение достаточно хорошо аппроксимирует гауссово распределение при больших значениях аргумента.

Дальнейшее развитие этого направления было связано с выбором правдоподобного распределения  $f_s(x)$ , при этом исследовались математические ожидания характеристик контакта.

В начальный этап развития этого направления в качестве распределения высот выступов использовалось гауссово распределение, поскольку было показано удовлетворительное соответствие между распределением высот выступов поверхностей реальных тел и гауссовым распределением. Метод оценки характеристик контакта, базирующийся на гауссовом распределении, приводится в публикациях [42, 43, 44].

В работе [45] рассматривается вывод распределения высот выступов поверхности с использованием гауссова распределения высоты поверхности в произвольной точке, которое в работе [46] использовалось для расчета характеристик контакта.

С целью аппроксимации возможных распределений высот выступов, не являющихся гауссовыми, исследователи использовали известные параметрические плотности вероятности, параметры которых подбирались из условий сохранения нескольких первых моментов распределения. В работах [47, 48, 49] рассматривается двухпараметрическое распределение Вейбулла [50]. Параметры этого распределения подбирались из условий совпадения дисперсий и асимметрий распределения Вейбулла и распределения высот выступов профилограммы поверхности. В качестве недостатков распределения можно отметить малое число параметров [51]. В работе [52] для моделирования шероховатой поверхности используется система преобразований Джонсона [50]. Как следует из работы [36], для адекватного описания распределения высот выступов следует использовать бета-распределение [50].

Возможность моделировать шероховатые поверхности с различными распределениями высот вершин выступов создало предпосылки к дальнейшему развитию направления, связанного с определением распределений, позволяющих получать необходимые значения характеристик контакта. В этом направлении появляются работы, в частности, [51], в которых выполнена оценка влияния старших моментов распределения на характеристики контакта.

Пользуясь различными распределениями высот, исследователи зачастую недостаточно корректно определяют их для конкретных поверхностей, зачастую полагая, что распределение высот выступов поверхности и пиков на профилограмме совпадают, что не всегда верно. Кроме непосредственно распределения, в качестве исходных данных необходимо учитывать число выступов  $N$  в исследуемой области площадью  $A_n$  (для некоторых поверхностей имеет смысл поверхностная плотность числа выступов  $\eta = \frac{N}{A_n}$ ), а также средний радиус кривизны вершин выступов  $r_{cp}$ . Исходные данные следует определять на основе анализа топографии контактирующих

поверхностей трибосопряжений, и для этих целей разработаны методики оценки микрорельефа поверхности по профилограммам [37].

Определение исходных данных усложняется в случае замены задачи контакта двух шероховатых поверхностей контактом гладкой, плоской поверхности с «эквивалентной» шероховатой поверхностью. В этом случае основным является вопрос определения распределения высот «эквивалентной» шероховатой поверхности. В этом случае, очевидно, такое распределение должно быть композицией распределений высот вершин исходных поверхностей, но различные предложенные композиции [53, 49] не являются обоснованными или имеют достаточно приближенный характер.

### 1.5.2. Модели контактного взаимодействия

Наиболее важной информацией о нерегулярной микроеометрии поверхности в рамках моделирования процессов трения и изнашивания являются параметры, характеризующие состояние выступов поверхности, поэтому поверхности представляются совокупностями выступов. По своей геометрии и форме выступы реальных шероховатых поверхностей ГСТС являются достаточно разнообразными, их форма не является правильной, однако, при построении моделей выступы представляются объектами с геометрически правильными формами [37, 40]. Принимаемая геометрически правильная форма высот вершин выступов должна задаваться параметрически. Необходимо, чтобы модели выступов при неизменной геометрической форме были масштабируемыми, т.е. имели возможность вариации параметров принятой геометрической формы. Одной из наиболее приемлемых геометрических форм является полусфера, изменяемыми параметрами которой являются радиус и высота вершины. Согласно сведениям из работ [54, 55, 56], в зависимости от способа обработки, значения радиусов закругления вершин выступов поверхностей

трибосопряжений находятся в интервале от 10 до 500 мкм, высота выступов – от десятых долей до нескольких десятков микрометров.

Случаи равномерности распределений выступов по контактирующим поверхностям может объясняться однородностью свойств материалов и внешними условиями трения по всей поверхности.

Поскольку контактирующие поверхности ГСТС не являются абсолютно жесткими, при их контакте имеет место деформация. В первую очередь возникает взаимная деформация вершин выступов поверхностей, что ведет к возникновению площадей контакта [37, 40]. Вблизи областей контакта участки поверхностей имеют сложное напряженное состояние, характеризующееся наличием нормальных и тангенциальных напряжений (в следствие относительного движения контактирующих поверхностей).

Необходимо отметить, что кроме сил, вызываемых взаимной деформацией вершин выступов, в области контакта возникают силы межмолекулярного (межатомного) взаимодействия, которые, согласно экспериментальным исследованиям в работе [57] обнаруживаются уже на расстоянии 0.1-0.2 мкм между поверхностями. Достаточно высокие значения межатомных сил у металлов ведут к активному взаимодействию атомов поверхностного слоя металла с атомами (молекулами) смазочной жидкости или другого твердого тела. Известно, что поверхности металлов в доли секунды покрываются адсорбционными пленками [37], которые состоят из молекул жидкостей и газов, полярных и неполярных молекул органических веществ. Величина адсорбционной пленки в отсутствии смазочного материала невелика и составляет порядка нескольких ангстрем, но с увеличением её толщины скорость ее роста быстро снижается [58]. Таким образом, малая толщина пленки позволяет сделать допущение об отсутствии ее влияния при расчете деформации выступов, однако её присутствие влияет на величину межмолекулярных сил в области контакта.

При удельных давлениях, характерных для ГСТС ДВС, для шероховатых поверхностей расстояния между областями контакта в два и

более раз превышает средний размер области контакта. Такое различие при выполнении расчетных исследований позволяет пренебречь взаимным влиянием сил в соседних пятнах контакта [40].

Совокупность всех сил сопротивления относительному движению образует силу трения, которая является суперпозицией тангенциальных деформационных и межмолекулярных сил. В соответствии с гипотезой, выдвинутой И.В. Крагельским, трение, обусловлено как наличием межатомных и межмолекулярных взаимодействий в области контакта (молекулярная составляющая), так и сопротивлением, возникающим при деформации и оттеснении материала зацепившимися и внедрившимися неровностями (деформационная составляющая) [40].

В процессе изнашивания (разрушения) поверхностей при их относительном движении происходит отделение частиц материала, размером от долей микрометра до нескольких микрометров. Для гидродинамических трибосопряжений ДВС наиболее характерным видом изнашивания является механическое изнашивание, включающее в себя усталостное и абразивное изнашивания. Важным процессом для ГСТС ДВС является период приработки, когда происходит изменение шероховатости и свойств материалов поверхностей. Одним из упрощений модели контактного взаимодействия в процессе приработки является преобразование нерегулярной геометрии поверхностей трения без учета изменения физико-химических свойств материалов. Экспериментально установлено, что в результате процесса приработки контактирующие поверхности трибосопряжения характеризуются некоторым устойчивым равновесным состоянием [40, 59], при котором они имеют вполне определенную шероховатость (равновесная шероховатость).

В процессе приработки возникновение равновесной шероховатости из исходной происходит за счет деформации и разрушения выступов [40, 36]. В течении этого процесса наиболее высокие и острые вершины выступов сглаживаются, срезаются и вытесняются в результате действующих внешних

нагрузок и возникающих напряжений. Низкие пологие выступы могут разрушаться в результате концентрации напряжений.

В работе [59] сделан вывод о том, что равновесная шероховатость поверхности не зависит от исходной. Эти выводы подтверждаются в многочисленных работах. Однако, как показывают эксперименты, равновесная шероховатость зависит от вида изнашивания, свойств материалов и внешних условий.

В результате многочисленных натурных и численных экспериментов установлено, что в процессе трения могут изменяться физико-химические свойства материалов поверхностей трения трибосопряжений [60, 61, 40] и они носят весьма сложный характер, и в большинстве моделей контактного взаимодействия не учитываются, что не оказывает существенного влияния на точность получаемых результатов.

### 1.5.3. Увеличение несущей способности трибосопряжений текстирированием их поверхностей

Исследованию влияния шероховатости и дефектов поверхности подшипников скольжения, в частности, упорных подшипников роторов ТКР ДВС на их рабочие характеристики посвящено огромное количество работ. К числу таких работ относятся исследования Фантино и Френе [62], Берта и Годет [63, 64].

В своей работе [65] Абрамовиц изучал влияние отклонения от плоскости сегментов под пятника на ГМХ упорного подшипника, в которой автор рассматривал характеристики подшипника как функцию начальной и конечной толщины пленки. Пурдей [66], Пинкус и Стернлихт [67] в результате исследований пришли к выводу, заключающемуся в том, что лишь минимальное и максимальное значения толщины смазочной пленки являются наиболее важными параметрами, а непосредственно сама форма смазочного слоя не оказывает решающего значения. Обратное заключение

сделано Багси и Сингх [68], а также Джетин [69], из которого следует, что форма смазочного слоя имеет значительное влияние на характеристики подшипника.

Харгрюз [70] натурными и расчетными экспериментами оценил влияние волнистости контактирующей поверхности на несущую способность упорного подшипника. Автором отмечено возрастание несущей способности при наличии волнистости поверхности непосредственно на неподвижных колодках подшипника. Дас [71], Надувинамани и соавторы [72] показали, что форма сужающегося клина существенно влияет на работоспособность подшипников. Пинкус и Стернлихт [67] проводили исследования влияния шероховатости и свойств смазочного материала на ГМХ упорного подшипника скольжения, но использовали модель бесконечно длинного подшипника в изотермической постановке задачи. Авторы отметили увеличение несущей способности для подшипников с экспоненциальной и гиперболической формой поверхности сегментов.

В работе [73] с использованием Navier – Stokes Computational Fluid Dynamics смоделирована геометрия смазочных микроканалов на сегментах под пятника. Были проведены параметрические исследования влияния отклонения микрогоометрии обработанной поверхности от допусков (рис. 1.9), выполнен анализ влияния погрешностей обработки поверхностей трения на несущую способность и коэффициент трения. Авторами сделан вывод о возможности улучшения рабочих характеристик упорного подшипника при отклонениях от заданного профиля поверхности под пятника.



Рис. 1.9. Пример возможных отклонений геометрии текстурированной поверхности упорного подшипника скольжения

Андхария и соавторы [74] исследовали влияние формы смазочного слоя на характеристики бесконечно длинного подшипника скольжения с

продольными неровностями, при этом рассматривался изотермический вариант расчета. Авторы использовали вероятностную модель шероховатости контактирующих поверхностей. В работе [75] отмечено повышение несущей способности для экспоненциальной, секанс и гиперболической формы смазочного слоя в сравнении с наклонной плоскостью. Хуинх [76] исследовал влияние шероховатости в бесконечно длинном плоском подшипнике скольжения, используя THD (Total Harmonic Distortion) анализ. Автором было изучено влияние нерегулярной микрографии для различных областей сегментов и выявлено увеличение несущей способности при наличии шероховатости.

Большое количество исследований по изучению влияния шероховатости и микрографических отклонений от допусков инициировало развитие методов поверхностного текстурирования. Данные методы позволяют создавать микрографию подшипника, способную повысить его несущую способность и снизить потери на трение.

Особенности текстурирования поверхности упорного подшипника, в том числе, подшипников ротора ТКР ДВС, позволяющие улучшить их ГМХ, заключаются в следующем. Микроямки, выполняемые на несущей поверхности подшипника, работают аналогично ступеньке Рэлея и возникающее при этом распределение ГД-давлений в смазочном слое упорного подшипника скольжения качественно соответствует эпюре, приведенной на (рис. 1.10) [77], где  $p$  – гидродинамические давления в смазочном слое.

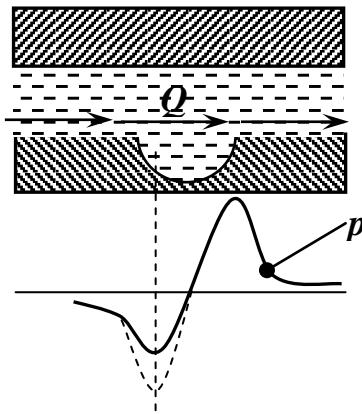


Рис. 1.10. Схема одной микроямки и распределение ГД-давлений в смазочном слое

При смешанном режиме трения возникает другой эффект, связанный с попаданием смазки во впадины (микроямки) на поверхности текстурированного подшипника. Этот эффект рассматривается как дополнительный источник смазки, распространяющийся вследствие относительных перемещений на соседние области. Это приводит к снижению потерь на трение и уменьшению фрикционной коррозии.

В настоящее время многими исследователями достаточно хорошо изучены различные виды текстурирования: микроплощадки [78, 79, 80–82], спиральные канавки [83, 84, 85, 86] и микроямки [87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95].

Среди методик нанесения текстурирования на контактирующих поверхностях трибосопряжений можно выделить: фототравление, лазерную обработку, эрозию.

В статье [84] авторами предлагаются два типа подшипников со спиральными канавками: простой и с промежуточным диском, предназначенных для оценки их предельной несущей способности, когда в качестве смазывающей жидкости выступает вода. Проведены экспериментальные исследования по оценке влияния деформации подшипника на его несущую способность, выполнен расчет предельной несущей способности подшипника.

В 1996 Этсион и Бурштейн [88] на примере механических уплотнений показали, что с помощью равномерно нанесенных микроуглублений можно улучшить рабочие характеристики. Дальнейшим доказательством этой теории стали проведенные экспериментальные исследования группы ученых [89], в рамках которых они попытались оптимизировать геометрические параметры микротекстурирования и сделали вывод о том, что причиной улучшения ГМХ механических уплотнений с текстурированными рабочими поверхностями является увеличение жесткости смазочного слоя.

Одной из основных задач, которые решает наличие текстурированной поверхности - это снижение потерь на трение в узлах трения с возвратно-поступательным движением элементов (поршень, поршневые кольца). Роэн и соавторы в работе [93] приводят результаты теоретических исследований влияния микропор на поверхности поршневых колец и делают вывод о том, что каждая пора работает как гидродинамический подшипник, увеличивая несущую способность узла в целом.

В работе [94] экспериментально было показано, что текстурирование поверхности поршневых колец дизеля позволяет снизить потери на трение в сопряжении.

Текстурирование поверхности также нашло применение в гидростатических подшипниках и механических уплотнениях, а также параллельных упорных подшипниках скольжения [87, 90]. Анализ работ показал Эффективность микротекстурирования поверхности трения трибосопряжений и ее влияние на повышение несущей способности и снижение потерь на трение, а также уменьшение износа рассмотрено работах [87, 88, 89, 90, 92, 93, 94, 95].

Наряду с такими преимуществами как достаточно быстрая, легкая и эффективная технология [96], лазерное текстурирование имеет свои недостатки [97]: нагрев прилегающих областей, растекание металла и т.д. Однако, современные технологии и стандартизация процесса текстурирования позволяет использовать все достоинства лазерного

текстурирования для снижения потерь на трение и повышения несущей способности ГСТС ДВС.

Благодаря текстурированию поверхности улучшается гидродинамика подшипников скольжения, данное свойство авторы называют «вторичной смазкой» [90, 98]. Смазка, попадая в текстурированную область (микроямки) может действовать как «второй источник смазки», когда это нужно при экстремальных нагрузках. Данное свойство подшипника скольжения с нанесением на его поверхности лазерного текстурирования имеет большое значение, когда рабочая зона находится в области граничного трения кривой Герси-Штрибека (рис. 1.2). Микронеровности могут также действовать как бассейны изнашивания, завлекая частицы износа, которые возникают в результате контакта выступов поверхности.

Лазерное текстурирование можно выполнять на различных материалах, таких как сталь с покрытиями хрома, вольфрамовом карбиде и кремниевом карбиде (SiC) [99]. Вне зависимости от типа трибосопряжения и материала из которого он изготовлен – гидродинамические характеристики такого узла трения улучшаются значительно. Из анализа выполненных расчетных исследований можно выделить два параметра лазерного текстурирования поверхности, которые больше влияют на несущую способность и гидромеханические характеристики, в том числе, потери на трение: глубина ямки и площадь обработанной поверхности.

Было доказано, что лазерное текстурирование эффективно не только при жидкой (несжимаемой) смазке, но также и в сухих газовых уплотнениях.

Также текстурированную поверхность можно использовать для устранения «залипания» и адгезии в точных устройствах [100]. Сегодня данное свойство текстурированной поверхности исследуется на коммерческой основе у всех производителей жестких дисков [101]. В таких устройствах максимальная толщина слоя составляет всего несколько нанометров и поддержание постоянной толщины слоя необходимо для их нормальной работы. Хотя текстурирование можно использовать для

контроля различных процессов (адгезии и «залипания»), в данной работе исследуются гидродинамические свойства текстурированной поверхности.

### 1.6. Уравнения динамики подвижных элементов сложнонагруженных трибосопряжений ДВС

Для исследований динамики радиального ГСТС ДВС обычно рассматривают движение шипа на смазочном слое в подшипнике (рис. 1.11).

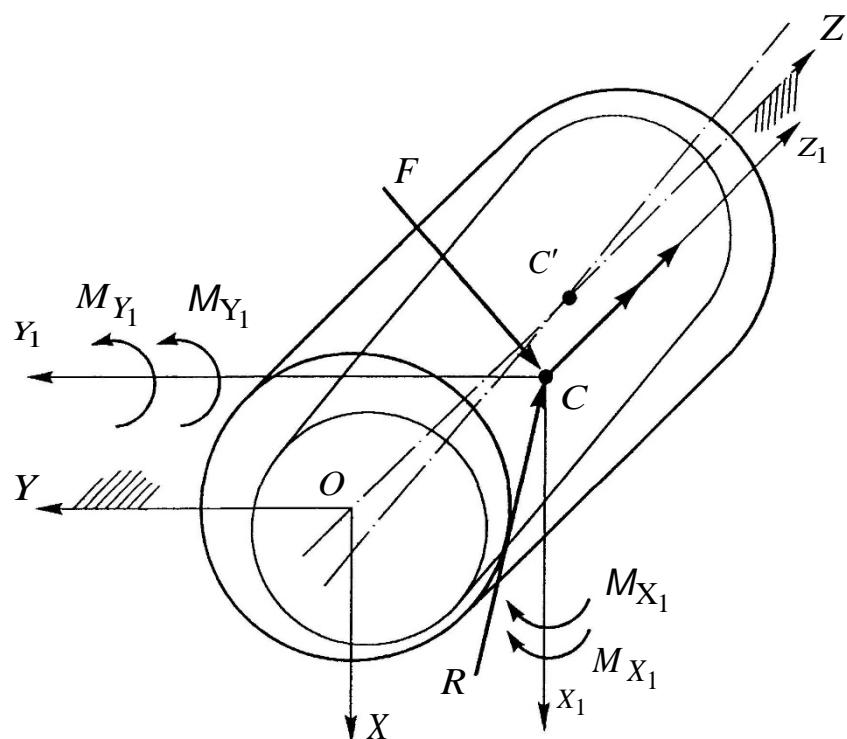


Рис. 1.11 – Схема движения шипа на смазочном слое

Движение центра шипа на смазочном слое в подшипнике рассматривается в пространстве координат  $OXYZ$ , связанных с корпусом подшипника. На движение и положение шипа накладываются следующие ограничения: шип движется с известными угловой скоростью  $\omega_1$  и угловым ускорением  $\varepsilon_1$  под действием внешних сил: заданной силы  $F$ , приложенной в центре масс  $C$  шипа, пары сил с моментом  $M$ , представленной составляющими парами в координатных плоскостях  $X_1CY_1$ ,  $Y_1CZ_1$  с

моментами  $M_{X_1}, M_{Y_1}$ , реакции  $R$ , действующей со стороны смазочного слоя, приложенной к центру  $C$ , смещенного относительно геометрического центра шипа  $C'$  и пары сил с моментами  $M_0$  со стороны смазочного слоя, представленной составляющими парами с моментами  $M_{X_1}, M_{Y_1}$ . Силы  $F$  и  $R$  расположены в плоскости  $X_1CY_1$ . Действием сил трения и тяжести пренебрегают.

Движение шипа на смазочном слое с учетом перекосов в этом случае описывают системой дифференциальных уравнений [82]:

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_c &= F_X + R_X; \\ m\ddot{Y}_c &= F_Y + R_Y; \\ J_{X_1} \frac{d\omega_X}{dt} + \omega_1 \omega_{Y_1} (J_{Z_1} - J_{Y_1}) &= M_{X_1} + M_{X_1}; \\ J_{Y_1} \frac{d\omega_Y}{dt} + \omega_1 \omega_{X_1} (J_{X_1} - J_{Z_1}) &= M_{Y_1} + M_{Y_1}. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Здесь  $J_{X_1}, J_{Y_1}, J_{Z_1}$  – моменты инерции тела относительно осей  $CX_1$ ,  $CY_1$ ,  $CZ_1$ ;  $\omega_X, \omega_Y$ , – проекции угловой скорости вращения шипа на оси  $CX_1$ ,  $CY_1$ ,  $CZ_1$ .

Наиболее распространенными методами решения системы уравнений движения шипа (1.12) являются:

- метод Ньютона;
- метод Рунге-Кутта с модификацией Мерсона;
- модифицированный метод линейного ускорения (метод Вилсона);
- метод нецентральных разностей третьего порядка (метод Хаболта);
- метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад (ФДН), первого и второго порядка;

В задачах устойчивости жестких симметричных роторов, в частности роторов ТКР, корпус подшипника обычно неподвижен, и  $\omega$  обозначает абсолютную угловую скорость вращения одной из его цапф (шипа), а уравнения движения центра шипа в системе координат  $O_1XY$  (рис. 1.12), записывают в виде:

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{k_R h_0 \omega_0^2} \bar{R}_U (\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + f_U. \quad (1.10)$$

Здесь  $m_3$  – эффективная (расчетная) масса шипа;  $\bar{U} = U / h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$  – безразмерный вектор перемещений его центра;  $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$  – производные по безразмерному времени;

$f_X = m_3 \bar{\varepsilon} \cos \bar{\omega} \tau + (F_0 + F_X) / \omega_0^2 h_0$ ,  $f_Y = -m_3 \bar{\varepsilon} \sin \bar{\omega} \tau + F_Y / \omega_0^2 h_0$ , где  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / h_0$  – безразмерное смещение центра массы шипа относительно точки  $O_2$ ,  $\varepsilon = O_m O_2$ ;  $F_0$  – вес шипа;  $F_X, F_Y$  – проекции внешних сил на соответствующие оси.

Задавшись начальными условиями, систему (1.10) записывают в виде четырех уравнений первого порядка и интегрируют, например, методом Рунге-Кутта [102, 103].

При расчете сложноНагруженных подшипников с двумя вращающимися поверхностями, типичным представителем которых является шатунный подшипник кривошипно-шатунного механизма (КШМ) (рис. 1.13), уравнения (1.10) заменяются на уравнения равновесия [104]

$$k_R^{-1} \bar{R}_U (\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\tau) = 0, \quad (1.11)$$

где  $F_U = (F_X, F_Y)$  – проекции внешней нагрузки (методика их расчета известна) на соответствующие оси системы координат  $O_1XY$ , закрепленной на шатуне. Из (рис. 1.3) следует, что в этой системе

$$\omega_1 = 0, \quad \omega_2 = \frac{d}{d\tau}(\alpha - \beta)$$

и, поскольку,  $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ , где  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна,

$$\omega_2 = \frac{d\alpha}{d\tau} \left( 1 + \frac{\lambda \cos \alpha}{1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right).$$

В уравнениях (1.11) не приняты во внимание силы инерции, обусловленные движением шипа массой  $m_3$  в пределах тонкого смазочного слоя, поскольку их величины составляют (1...2) % от сил давления газов  $F_U(\tau)$  [20].

Координаты  $\bar{U}(\tau)$  из уравнения (1.11) находятся формальным интегрированием уравнений  $\dot{\bar{U}} = \dot{\bar{U}}(\bar{U}, \tau)$ , а производные  $\dot{\bar{U}}$  определяются решением системы (1.8) методом Ньютона.

Применяя алгоритмы, используемые для решения жестких систем уравнений (уравнений с малым параметром при старшей производной), целесообразно, как показано в работах [105, 20, 106], задаться некоторой достаточно произвольной эффективной массой шипа  $m_3$  и записать уравнения (1.11) в виде

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{k_R h_0 \omega_0^2} \bar{R}_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U. \quad (1.12)$$

При периодическом характере действующих нагрузок начальные значения координат  $\bar{U}$  и скоростей  $\dot{\bar{U}}$  могут назначаться произвольными, а интегрирование систем (1.11–1.12) продолжаться до тех пор, пока не совпадут значения координат и скоростей, отстоящие по времени на промежуток цикла нагружения  $\tau_o$ .

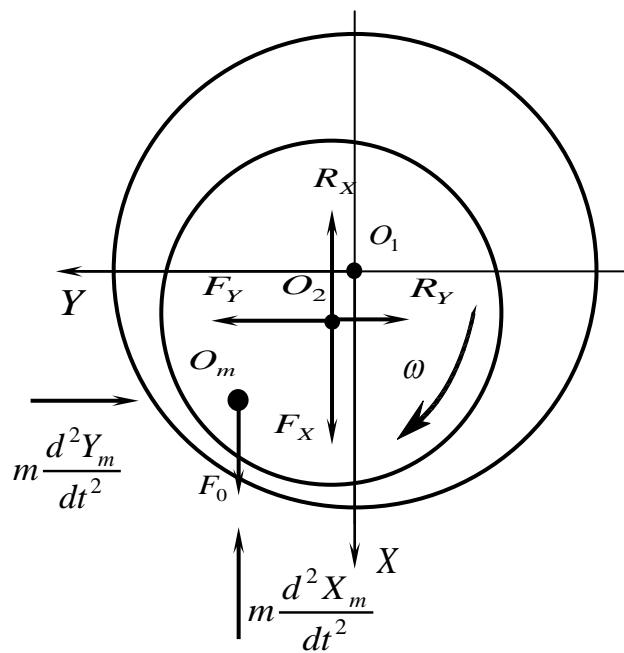


Рис.1.12. Силы, действующие на шип

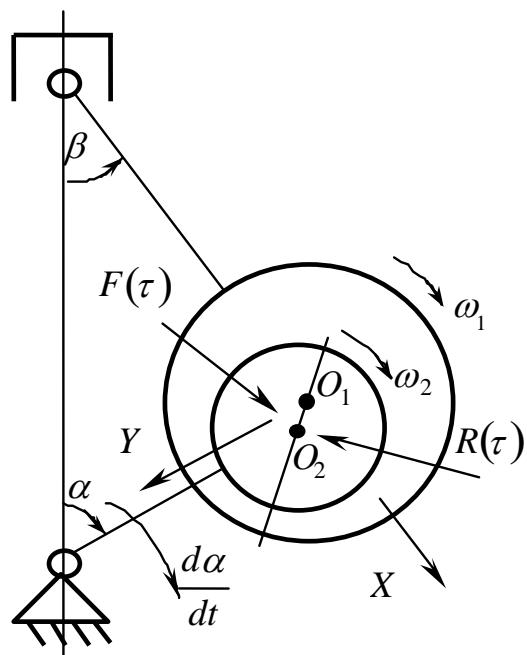


Рис.1.13 Схема шатунного подшипника ДВС

В результате совместного решения уравнений (1.1–1.5, 1.10–1.12) определяются ГМХ, к которым принято относить [107, 20]: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}(\tau)$  и максимального гидродинамического давления  $p_{\max}(\tau)$ , а также их экстремальные  $\inf h_{\min}$ ,  $\sup p_{\max}$  и средние  $\bar{h}_{\min}^*$ ,  $\bar{p}_{\max}^*$  за цикл  $\tau_{\circ}$  величины; мгновенные и средние потери мощности на трение  $N(\tau)$ ,  $N^*$ ; расходы смазки  $Q_T(\tau)$ ,  $Q_T^*$ , вытекающей в торцы подшипника. Анализом перечисленных характеристик непосредственно или косвенно оценивают такие эксплуатационные свойства подшипников как теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, его задиростойкость.

### 1.7. Тепловой расчет гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений ДВС

К ГМХ относится и средняя за цикл  $\tau_{\circ}$  эффективная температура смазочного слоя  $T_3^*$ , определяемая решением уравнения теплового баланса

$$A_N^*(\tau) = A_Q^*(\tau), \quad (1.13)$$

отражающего равенство средних за цикл значений теплоты  $A_N^*$ , рассеянной в смазочном слое и теплоты  $A_Q^*$ , отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

Решению уравнения (1.13) посвящено большое количество работ, среди которых хорошо известны работы Прокопьева В.Н. и его учеников: Анисимова В.Н., Ахтямова М.К., Бояршиновой А.К., Ветрова М.К., Задорожной Е.А., Караваева В.Г., Рождественского Ю.В. и др. [102, 103, 20, 106]. Принципиальной является методика определения мгновенных потерь мощности на трение в подшипнике, т.е. мощности  $A_N(\tau)$ , рассеиваемой в смазочном слое, которая наиболее точно вычисляется интегрированием

диссипативной функции рассеивания [20]. Интегрирование выполняется по некоторой области  $\Omega^*$ . В частности, если полагать, что область кавитации  $\Omega_c$  полностью заполнена смазкой, можно положить  $\Omega^* = (\Omega - \Omega_s)$ . Считается приемлемым и вариант  $\Omega^* = (\Omega - \Omega_s - \Omega_c)$ , когда трение в области кавитации  $\Omega_c$  не учитывается.

Наиболее последовательная и точная методика расчета потерь на трение заключается в использовании при интегрировании уравнения Рейнольдса (1.1) алгоритмов сохранения массы (см. разделы 2.2, 2.3).

При решении уравнения (1.13) обычно считается [102, 103, 108, 20, 106, 109], что температура смазки в источнике  $T_I$ , например, в окружной канавке на поверхности вкладышей подшипника, равна температуре смазки в маслоприемнике  $T_0$ , из которого она подается насосом к подшипнику. Фактически температура  $T_I$  отличается от температуры  $T_0$  из-за эффекта смещивания масла в источнике с маслом, рециркулирующим в него из смазочного слоя [110]. Это обстоятельство до последнего времени в классической схеме решения уравнения (1.13) не учитывалось.

Отметим еще два важных уточнения, которыми можно дополнить известные алгоритмы решения уравнения (1.13).

1. В большинстве работ, посвященных расчету эффективной температуры смазочного слоя  $T_\vartheta^*$  сложнонагруженных подшипников, считается справедливой гипотеза о пренебрежимо малом количестве теплоты, отводимой теплопроводностью в шип и подшипник. По-видимому, эта гипотеза не всегда справедлива. Так, Паранжип и Хан [29], решая неизотермическую задачу смазки сложнонагруженного подшипника на каждом шаге расчета траектории движения шипа, пришли к выводу, что в некоторые моменты  $\tau$  в шип и подшипник отводится до 40% теплоты, рассеиваемой в смазочном слое. Эта работа является одной из немногих, в которой ценой очень больших затрат времени, удалось найти трехмерные

поля температур: в смазочном слое, шипе и подшипнике. К сожалению, при неизотермическом подходе, который используется в работе [29], трудно учесть наличие на поверхности вкладышей подшипника или шипа источников смазки и, в частности, частичных канавок. Другие подходы к решению неизотермической задачи смазки, например, в адиабатической постановке и без учета наличия источников смазки [111, 112] мало что добавляют к информации, получаемой решением уравнения (1.13). Некоторые соображения о методике приближенной оценки теплоты, отводимой в поверхности, ограничивающие смазочный слой, содержатся в работе [113].

2. Полагаем, что вместо уравнения (1.13) следует решать уравнение теплового баланса на каждом шаге расчета траектории движения шипа, определяя при этом мгновенные значения  $T_{\varTheta}(\tau)$  и, следовательно,  $\max T_{\varTheta}$ , а уже затем рассчитывать среднее  $T_{\varTheta}^*$  за цикл нагружения  $\tau_{\delta}$  значение эффективной температуры.

Решение уравнения (1.13) на каждом временном шаге интегрирования уравнений (1.10), наряду с учетом доли теплоты, отводимой в шип и подшипник, а также уточнением температуры смазки в источнике может способствовать приближению значений ГМХ, получаемых решением уравнения (1.13) к значениям, получаемых расчетами с учетом неизотермичности течения смазки в смазочном слое сложнонагруженного подшипника.

## 1.8. Задачи исследования

На основании проведенного анализа отечественной и зарубежной литературы, а также результатов собственных исследований можно сделать определенные выводы и сформулировать цель и задачи исследования.

Большинство работ, посвященных расчету сложнонагруженных подшипников и оптимизации их параметров, базируется на определении поля гидродинамических давлений при граничных условиях Свифта-Штибера при интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса. Однако, применение граничных условий Свифта-Штибера приводит к нарушениям баланса расходов смазки, поступающей в смазочный слой из источника и вытекающей в торцы подшипника, что не позволяет в конечном итоге получить достоверную информацию о влиянии конструктивных особенностей смазочной системы ДВС на характеристики и ресурс трибосопряжений. Более корректными являются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона. В работах, опубликованных в последние годы, при определении ГМХ подшипников скольжения используются алгоритмы сохранения массы, основанные на решении универсального дифференциального уравнения Элрода для степени заполнения зазора. Надежный алгоритм интегрирования уравнения Элрода, фактически не разработан и все авторы, занимающиеся расчетными исследованиями сложнонагруженных подшипников, указывают на трудности в обеспечении сходимости процедуры интегрирования этого уравнения.

Поскольку современные моторные масла, применяемые в ДВС, содержат различные присадки, которые могут значительно изменять реологические свойства базового масла, показана необходимость учета неильтоновского поведения смазочных жидкостей и их влияние на характеристики ГСТС.

В ДВС, с целью повышения ресурса, широкое применения находят микро- и макроотклонения поверхностей трения ГСТС от идеальной геометрии. Кроме конструктивно заданных, макроотклонения могут объясняться погрешностями обработки поверхностей трения, нагрузочными и тепловыми деформациями, а также процессами трения и изнашивания в процессе эксплуатации трибосопряжений в составе двигателя. Эффект такого

влияния на ГМХ может достигать критического уровня и требует обязательного учета в методике расчета трибосопряжений.

Показано, что одной из важных составляющих микрогоометрических характеристик трибосопряжений считается шероховатость их контактирующих поверхностей.

Наряду с этим, современной тенденцией повышения несущей способности ГСТС ДВС является использование регулярной микрогоометрии, в том числе, текстурирования поверхностей трения поршней, подшипников коленчатого вала и турбокомпрессора.

При выборе конструктивных параметров подшипников целесообразно использовать методы многопараметрической оптимизации, которые позволяют учесть совместное влияние различных факторов и в итоге получать конструкцию с «заданным качеством».

Цель настоящего исследования заключается в разработке и реализации методологии трибологического анализа гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания для повышения их ресурса.

Задачи, решение которых необходимо для достижения цели исследования, формулируются следующим образом:

- разработать метод расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям ДВС (преимущественно, дизелей) на основе применения алгоритма сохранения массы с учетом неильтоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации смазочного слоя;
- разработать метод расчета динамики и смазки ГСТС дизелей, включающий анализ гидромеханических характеристик, в том числе потерь на трение с учетом регулярной макро- и микрогоометрии контактирующих поверхностей;
- разработать математическую модель контактного взаимодействия поверхностей трения подшипников скольжения ДВС с нерегулярной

микрографией, учитывающую эволюцию распределений высот микрорельефа во времени и наличие смазочного слоя, разделяющего поверхности;

– уточнить методику моделирования смазочной системы дизеля применением алгоритма сохранения массы, что позволит исследовать режимы масляного голодаания подшипников;

– разработать методику расчетной оценки ГМХ и ресурса сложнонагруженных трибосопряжений на основе экспериментального определения линейной интегральной интенсивности изнашивания с учетом изменения микрорельефа поверхности трения;

– разработать алгоритмическое и программное обеспечения для решения связанных задач динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания;

– разработать рекомендации по выбору конструктивных макро- и микрографических параметров на основе многопараметрической оптимизации ГСТС ДВС.

## Глава вторая

### ДИНАМИКА И СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ДВС

#### 2.1. Рабочий процесс в дизеле

Решение вопросов динамики и смазки ГСТС дизеля, характеризующихся переменными по времени и величине нагрузками, базируется на единой методологической концепции, включающей комплексное моделирование и совместное решение системы уравнений. Это прежде всего уравнения: динамики развития давления газов в цилиндре, теплопроводности, теплообмена, кинематики и динамики элементов кривошипно-шатунного механизма ДВС, гидродинамической теории смазки, теории упругости, в частности напряженно-деформированного состояния деталей сложнонагруженных трибосопряжений, их износа и работоспособности.

Необходимым элементом системы оптимального проектирования ДВС является определение и учет влияния внутрицилиндровых физических процессов на тепловую и механическую нагруженность элементов сложнонагруженных трибосопряжений.

С помощью комплексной математической модели решаются следующие задачи:

- оптимизация условий работы элементов сложнонагруженных трибосопряжений заданного конструктивного исполнения воздействием на рабочий цикл;
- оптимизация конструктивного исполнения элементов сложнонагруженных трибосопряжений при заданном способе организации рабочего цикла;
- осуществление проверки работоспособности создаваемых конструкций элементов сложнонагруженных трибосопряжений двигателя.

Основным информативным источником об особенностях развития давления в цилиндре является индикаторная диаграмма – зависимость давления газов в цилиндре от изменения объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала двигателя. Индикаторная диаграмма давления в совокупности с кинематикой кривошипно-шатунного механизма является первоисточником для определения нагрузок на трибосопряжения, такие как подшипники коленчатого вала, шатунные подшипники, сопряжение поршень-гильза цилиндра и т.п. Поэтому знание особенностей развития давления газа в цилиндре необходимо для повышения их ресурса и работоспособности.

Зависимость давления газов в цилиндре от изменения объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала двигателя может быть получена либо экспериментально индицированием работающего двигателя с последующим термодинамическим анализом для определения параметров теплообмена, либо математическим моделированием основных физических процессов, составляющих его рабочий цикл. Математическое моделирование основных физических процессов, составляющих рабочий цикл двигателя, используется преимущественно на стадии проектирования, в частности элементов сложнонагруженных трибосопряжений двигателя.

Например, математическая модель рабочего цикла дизеля включает описание процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также определение, с целью использования при синтезе, кинетических констант процесса сгорания, индикаторных показателей при анализе рабочего цикла и его процессов по экспериментальной индикаторной диаграмме. Индикаторная диаграмма рабочего цикла четырёхтактного дизеля представлена на рис. 2.1.

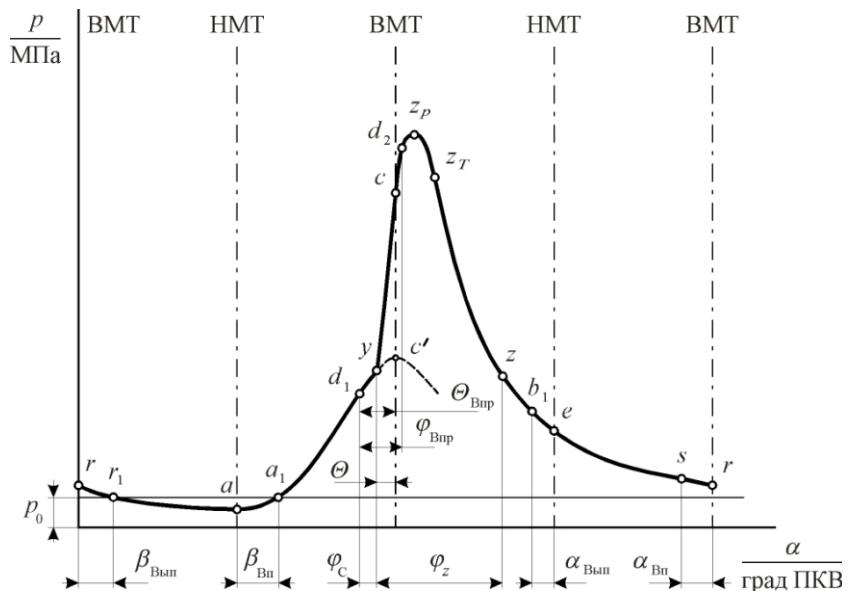


Рис. 2.1. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Здесь можно выделить такты: впуска –  $r - r_1 - a$ ; сжатия –  $a - c$ ; расширения (рабочий ход) –  $c - e$ ; выпуска –  $e - r$ , а также следующие процессы, составляющие рабочий цикл: впуска –  $s - a_1$ ; сжатия –  $a - c$ ; сгорания –  $y - z$ ; расширения (рабочий ход) –  $c - e$ ; выпуска –  $b_1 - r_1$ , причём  $b_1 - e$  – свободный выпуск, а  $e - r$  – принудительный выпуск, продувки  $s - r_1$ . Участки индикаторной диаграммы  $d_1 - d_2$  и  $d_1 - z$  соответствуют процессам впрыскивания и смесеобразования.

Точками на диаграмме отмечены характерные моменты рабочего цикла:  $y$  – момент воспламенения (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия индикаторной диаграммы);  $z_p$  – момент достижения максимального давления  $p_{\max}$ ;  $z_T$  – момент, соответствующий максимальной температуре  $T_{\max}$ ;  $s, a_1$  – моменты, соответственно, открытия и закрытия впускного клапана;  $b_1, r_1$  – моменты, соответственно, открытия и закрытия выпускного клапана.

В диссертации для определения индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре исследуемых двигателей использованы методики и зависимости, представленные в работах сотрудников кафедры двигателей внутреннего сгорания Южно-Уральского государственного университета И.И. Вибе, Б.А. Шароглазова, М.Ф. Фарафонова, А.Н. Лаврика, Е.А.

Лазарева, В.Г. Камалтдинова и Д.К. Алексеева. Особенностью методики синтеза рабочего цикла являются следующие основные положения:

1. Учет изменения состава рабочего тела при определении давлений, удельного объема и молекулярной массы производится для единицы массы заряда с учетом топлива, участвующего в смесеобразовании.
2. Процесс сгорания топлива рассматривается как процесс подвода теплоты с учетом изменения состава образующихся и участвующих в нем газов.
3. Характеристика выгорания топлива в целях обеспечения достаточной точности используется в виде зависимости Е.А. Лазарева, учитывающей наличие двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания топлива.

Полученная в результате синтеза рабочего цикла индикаторная диаграмма давления газов используется для определения годографов нагрузок, действующих на ГСТС дизеля и, в последующем, подвергается термодинамическому анализу. Термодинамический анализ индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре выполняется с целью определения изменения температуры газа в зависимости от изменения объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала двигателя. Давление и температура газов необходимы для определения особенностей теплообмена между газом в цилиндре и поверхностями, ограничивающими внутрицилиндровое пространство, в частности, элементами поршня.

## 2.2. Динамика подвижных элементов трибосопряжений

Движение шипа на смазочном слое гидродинамического тяжелонагруженного подшипника как свободного твердого тела можно представить совокупностью двух его движений: поступательного вместе с центром масс шипа  $O_2$  в инерциальной системе координат  $O'X'Y'Z'$  и сферического вокруг центра масс. Дифференциальные уравнения

поступательного движения шипа и сферического вокруг центра масс получаются на основе теорем о движении центра масс и изменении кинетического момента механической системы относительно центра масс

$$m\bar{a}_{O_2} = \bar{F}^e; \quad (2.1)$$

$$\frac{d\bar{L}_{O_2}}{dt} = \bar{M}_{O_2}^e, \quad (2.2)$$

где  $m$  – масса шипа;  $\bar{a}_{O_2}$  – ускорение центра масс шипа  $O_2$  в инерциальной системе координат;  $\bar{L}_{O_2}$  – кинетический момент шипа относительно центра  $O_2$ ;  $\bar{F}^e, \bar{M}_{O_2}^e$  – главные вектор и момент внешних сил (активных и реакций смазочного слоя), приложенных к шипу, относительно центра  $O_2$ ;  $t$  – время.

Если положение определять в неинерциальной системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$ , связанной с подвижным подшипником, в правую часть уравнения (6.1) необходимо добавить переносную  $\bar{Q}^{nep}$  и кориолисову  $\bar{Q}^{kop}$  силы инерции

$$m\bar{a}_{O_2}^{omn} = \bar{F}^e + \bar{Q}^{nep} + \bar{Q}^{kop}, \quad (2.3)$$

где  $\bar{a}_{O_2}^{omn}$  – ускорение центра масс шипа  $O_2$  в системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$ .

Уравнение (2.2) представляется динамическими уравнениями Эйлера, составленными для осей инерции  $O_2X, Y, Z$ , двигающихся в системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$  поступательно (ввиду малых углов перекоса оси  $O_2X, Y, Z$ , можно принять главными).

## 2.2.1. Методы интегрирования подвижных элементов тяжелонагруженных подшипников тепловых двигателей

На основании опыта многочисленных расчетов необходимо отметить, что задачу динамики опор жидкостного трения в большинстве случаев

можно свести к решению системы записанных в матричном виде приближенных уравнений:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} &= F(t) - P(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}); \\ J\ddot{\gamma} &= M_a(t) - M_r(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) + M_G, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где  $u, \gamma$  – векторы перемещений центра шипа и угловых перемещений шипа в инерционном пространстве;  $m, J$  – параметры, характеризующие массу и момент инерции шипа;  $F(t)$ ,  $M_a(t)$  – активные сила и момент пары сил, действующие на шип;  $P$ ,  $M_r$  – сила и момент, действующие на подшипник со стороны смазочного слоя;  $M_G$  – гироскопический момент.

Запишем систему уравнений (2.4) для шипа, вращающегося с перекосом в подшипнике, в виде

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + P(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) &= f(\tau); \\ J\ddot{\gamma} + M_r(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) &= \bar{M}_a(\tau) + \bar{M}_G(\tau) = \bar{M}(\tau). \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \text{Здесь } u &= \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}; \quad P = -\frac{k_F}{h_0 \omega_0^2} \begin{bmatrix} \bar{R}_x(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) \\ \bar{R}_y(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) \end{bmatrix}; \quad f = \begin{bmatrix} f_x(\tau) \\ f_y(\tau) \end{bmatrix}; \\ \gamma &= \begin{bmatrix} \alpha' \\ \beta' \end{bmatrix}; \quad M_r = -\frac{k_M}{\omega_0^2} \begin{bmatrix} \bar{M}_{rx}(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) \\ \bar{M}_{ry}(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) \end{bmatrix}; \quad \bar{M}(\tau) = \begin{bmatrix} \bar{M}_{ax}(\tau) + \bar{M}_{Gx}(\tau) \\ \bar{M}_{ay}(\tau) + \bar{M}_{Gy}(\tau) \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

где  $u = u/h_0$ ;  $x, y, \alpha', \beta'$  – безразмерные координаты шипа в инерционном пространстве;  $\bar{R}_x, \bar{R}_y, \bar{M}_{rx}, \bar{M}_{ry}$  – безразмерные реакции смазочного слоя, определяемые из уравнения Элрода;  $m, J$  – масса и момент инерции шипа;  $f_x(\tau), f_y(\tau), \bar{M}_{ax}(\tau), \bar{M}_{ay}(\tau)$  – внешние силы и моменты;  $\bar{M}_{Gx}(\tau), \bar{M}_{Gy}(\tau)$  – гироскопические моменты;  $\tau = \omega_0 t$  – безразмерное время;  $k_F, k_M$  – коэффициенты перевода в безразмерные величины сил и моментов;

$$f(\tau) = \frac{F(t)}{\omega_0^2 h_0}; \quad \bar{M}(\tau) = \frac{M(t)}{\omega_0^2}; \quad k_F = \frac{BD\mu_0 \omega_0}{\psi^2}; \quad k_M = \frac{BD^2 \mu_0 \omega_0}{2\psi}; \quad \psi = \frac{h_0}{R},$$

где  $R$  – радиус шипа.

В так называемых безынерционных моделях, когда силы инерции, обусловленные движением шипа на тонком смазочном слое, имеют второй порядок малости по сравнению с нагрузками  $F(t)$ ,  $M_a(t)$ , уравнения движения (2.4) заменяют уравнениями равновесия:

$$\begin{aligned} 0 &= F(t) - P(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}); \\ 0 &= M_a(t) - M_r(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma}) + M_G. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Методы решения уравнений движения шипа на смазочном слое в ГСТС ДВС определяются, в основном, характером действующих внешних сил. Так, для трибосопряжений дизелей систему уравнений движения подвижных элементов записывают в форме уравнений равновесия (2.6), при этом силой веса шипа пренебрегают. При решении задач, связанных с определением устойчивости роторов на смазочном слое систему уравнений движения записывают в форме Ньютона (2.5) и устойчивость уравновешенного ротора исследуют линеаризацией уравнений движения [114, 115]. Используя этот подход возможно с высокой степенью точности оценить критическую скорость вращения ротора, при достижении которой нарушается его равновесное положение, и он становится неустойчивым. Однако, с помощью этого метода не удается получить информацию о траектории (орбите) движения шипа, а следовательно о движении шипа, нагруженного силами инерции неуравновешенных масс. Эта информация требуется для оценки, так называемой, орбитальной устойчивости шипа. Таким образом, расчет траектории и оценка колебаний шипа с амплитудами порядка радиального зазора между шипом и подшипником дает возможность решить задачу в нелинейной постановке. [116, 117].

Дискретизируя систему уравнений движения (2.5) по времени и, используя явный или неявный метод расчета, можно получить решение при переходе к следующему шагу по времени можно. Явная схема характеризуется неизвестными значениями ГД-давлений и координатами центра шипа, неявная – ГД-давлениями и производными координат шипа по времени. Исследованию этих методов посвящена работа [117], в которой они

подробно исследованы, и предпочтение было отдано неявной схеме. Это объясняется тенденцией к накоплению ошибок округления в явной схеме.

Одним из применяемых способов решения системы (2.5) является сведение ее к дифференциальным уравнениям первого порядка

$$\begin{cases} \dot{u} = v; \\ m\dot{v} + P(u, v, \gamma, \nu) = f(\tau) \\ \dot{\gamma} = \nu; \\ J\dot{\nu} + M_r(u, v, \gamma, \nu) = \bar{M}(\tau) \end{cases} \quad (2.7)$$

и применение к ней алгоритмов решения задачи Коши. Численное интегрирование системы, разрешенных относительно производных выполняют использованием на каждом шаге интегрирования методов, которые разделяют на одношаговые и многошаговые. На практике довольно часто используют методы Рунге-Кутта (группа одношаговых методов) и методы прогноза-коррекции, являющиеся многошаговыми. Подробности этих методов приведены в монографии автора и его коллег [12].

Наиболее надежными в плане устойчивости и сходимости для решения систем уравнений движения шипа (2.5) и (2.6) являются методы, базирующийся на использовании формул дифференцирования назад (методы ФДН) [106, 20, 107], когда производная, например,  $du/d\tau$  в точке  $\tau_{n+1}$  вычисляется по значению  $u_{n+1}$  и значениям  $u(\tau)$  в  $k$  предыдущих точках  $u_n, u_{n-1}, \dots, u_{n+1-k}$  ( $k$  определяет порядок метода). Точное решение  $u(\tau)$  на интервале  $(\tau_{n+1-k}; \tau_{n+1})$  заменяется интерполяционным полиномом для неравных промежутков. На основании значений полинома делается прогноз вектора неизвестных значений координат и скорости центра шипа.

Традиционный алгоритм решения уравнений движения (2.5) методом ФДН заключается в сведении их к уравнениям первого порядка. В общем виде, применительно к неавтономным опорам с перекосом шипа, алгоритм решения заключается в следующем.

Запишем уравнение (2.7) в матричной форме:

$$\hat{M}\dot{U} = \hat{F}(U, \tau), \quad (2.8)$$

где

$$\hat{M} = \begin{bmatrix} \hat{E} & \hat{O} & \hat{O} & \hat{O} \\ \hat{O} & m\hat{E} & \hat{O} & \hat{O} \\ \hat{O} & \hat{O} & \hat{E} & \hat{O} \\ \hat{O} & \hat{O} & \hat{O} & J\hat{E} \end{bmatrix}; \quad U = \begin{bmatrix} u \\ v \\ \gamma \\ \nu \end{bmatrix}; \quad \hat{F}(U, \tau) = \begin{bmatrix} v \\ -P + f(\tau) \\ \nu \\ -M_a + \bar{M}(\tau) \end{bmatrix};$$

$$\hat{O} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \hat{E} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Для дискретизации системы (2.8) векторы перемещений и их производные в момент времени  $\tau_{n+1} = \tau_n + \Delta\tau$  представим функциями  $\dot{U}_{n+1} = \varphi(U_{n+1}); U_{n+1} = \xi(U_{n+1})$ , что позволяет получить дискретную задачу:

$$\hat{M}\varphi(U_{n+1}) = \hat{F}(\xi(U_{n+1}), \tau). \quad (2.9)$$

В методе ФДН  $k$ -го порядка функции  $\varphi, \xi$  в первом приближении

$U_{n+1}^{(1)}$  определяются полиномами вида:

$$U_{n+1}^{(1)} = L(\tau_{n+1}) = U_n + \sum_{i=0}^k \beta_i \Delta U_{n-i}, \quad (2.10)$$

$$\dot{U}_{n+1}^{(1)} = \dot{L}_1(\tau_{n+1}) = \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta U_{n-i}, \quad (2.11)$$

где коэффициенты  $\beta_i, \alpha_i$  – определялись из интерполяционных многочленов  $L, L_1$ .

Подставляя (2.10), (2.11) в (2.9) при  $\tau = \tau_n + 1$ , получим

$$\hat{M} \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta U_{n-i} = \hat{F}(U_{n+1}, \tau_{n+1}). \quad (2.12)$$

Система (2.12) представляет собой неявную разностную схему, для решения которой используется метод Ньютона.

Запишем уравнение (2.12) в форме Ньютона:

$$\begin{aligned}
& \left( \alpha_{-1} \hat{M} - \left( \frac{\partial \hat{F}}{\partial U} \right)_{n+1}^{(s)} \right) \left( U_{n+1}^{(s+1)} - U_n^{(s)} \right) = \\
& = \hat{F} \left( U_{n+1}^{(s)}, \tau_{n+1} \right) - \alpha_{-1} \hat{M} \left( U_{n+1}^{(s)} - U_n^{(s)} \right) - \sum_{i=0}^{k-1} \alpha_i \hat{M} \Delta U_{n-i}. \quad (2.13)
\end{aligned}$$

Введем обозначения:  $\left( \alpha_{-1} \hat{M} - \left( \frac{\partial \hat{F}}{\partial U} \right)_{n+1}^{(s)} \right) = A_{n+1}^{(s)};$

$$\hat{F} \left( U_{n+1}^{(s)}, \tau_{n+1} \right) - \alpha_{-1} \hat{M} \left( U_{n+1}^{(s)} - U_n^{(s)} \right) - \sum_{i=0}^{k-1} \alpha_i \hat{M} \Delta U_{n-i} = G_{n+1}^{(s)},$$

тогда

$$A_{n+1}^{(s)} = \begin{vmatrix} \alpha_{-1} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{-1} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial y} & m\alpha_{-1} - \frac{\partial \bar{R}_x}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial \alpha'} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial \beta'} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial \dot{\alpha}'} & -\frac{\partial \bar{R}_x}{\partial \dot{\beta}'} \\ -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial x} & m\alpha_{-1} - \frac{\partial \bar{R}_y}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial \alpha'} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial \beta'} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial \dot{\alpha}'} & -\frac{\partial \bar{R}_y}{\partial \dot{\beta}'} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{-1} & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{-1} & 0 & -1 \\ -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial \alpha'} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial \beta'} & J\alpha_{-1} - \frac{\partial \bar{M}_x}{\partial \dot{\alpha}'} & -\frac{\partial \bar{M}_x}{\partial \dot{\beta}'} \\ -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial x} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial y} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial \alpha'} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial \beta'} & -\frac{\partial \bar{M}_y}{\partial \dot{\alpha}'} & J\alpha_{-1} - \frac{\partial \bar{M}_y}{\partial \dot{\beta}'} \end{vmatrix}$$

$$G_{n+1}^{(s)} = \begin{vmatrix} x_{n+1} - \alpha_{-1} \Delta x_{n+1} - \alpha_0 \Delta x_n \\ y_{n+1} - \alpha_{-1} \Delta y_{n+1} - \alpha_0 \Delta y_n \\ (f_x + \bar{R}_x)_{n+1} - m(\alpha_{-1} \Delta \dot{x}_{n+1} - \alpha_0 \Delta \dot{x}_n) \\ (f_y + \bar{R}_y)_{n+1} - m(\alpha_{-1} \Delta \dot{y}_{n+1} - \alpha_0 \Delta \dot{y}_n) \\ \alpha'_{n+1} - \alpha_{-1} \Delta \alpha'_{n+1} - \alpha_0 \Delta \alpha'_n \\ \beta'_{n+1} - \alpha_{-1} \Delta \beta'_{n+1} - \alpha_0 \Delta \beta'_n \\ (\bar{M}_x + \bar{M}_{ax})_{n+1} - J(\alpha_{-1} \Delta \dot{\alpha}'_{n+1} - \alpha_0 \Delta \dot{\alpha}') \\ (\bar{M}_y + \bar{M}_{ay})_{n+1} - J(\alpha_{-1} \Delta \dot{\beta}'_{n+1} - \alpha_0 \Delta \dot{\beta}') \end{vmatrix}.$$

Решая систему (2.13) методом Гаусса, находим приращения:

$$\Delta x_{n+1}^{(s+1)}, \Delta y_{n+1}^{(s+1)}, \Delta \alpha'_{n+1}^{(s+1)}, \Delta \beta'_{n+1}^{(s+1)}.$$

По найденным значениям приращений и, переходя к полярной системе координат, находим координат и скорости шипа на следующем временном шаге:

$$\chi_{n+1}^{(s+1)}, \delta_{n+1}^{(s+1)}, \dot{\chi}_{n+1}^{(s+1)}, \dot{\delta}_{n+1}^{(s+1)}, \sigma_{n+1}^{(s+1)}, \varepsilon_{n+1}^{(s+1)}, \dot{\sigma}_{n+1}^{(s+1)}, \dot{\varepsilon}_{n+1}^{(s+1)}.$$

Для выбора следующего временного шага интегрирования использовался следующий алгоритм [118].

Рассчитывались максимальный и минимальный уровни допустимых ошибок по формулам:

$$A_{u,n+1} = a_1 + a_2 |U_{n+1}| \text{ и } B_{u,n+1} = b_1 + b_2 |U_{n+1}|, \text{ где } a_1 = 0,0005, a_2 = 0,0075; \\ b_1 = 0,00001, b_2 = 0,00005, \text{ а по выражению}$$

$$E_{u,n+1} = \frac{\tau_n}{\tau_{n+1}} (U_{n+1}^{S+1} - U_{n+1}^S) \quad (2.14)$$

расчитывался вектор локальных ошибок.

Далее выполнялся анализ четырех возможных комбинаций ошибок:

- а) если для некоторых  $u$   $E_{u,n+1}/A_{u,n+1} > 1,5$ , шаг интегрирования делился пополам, результат решения не принимался;
- б) при  $E_{u,n+1}/A_{u,n+1} > 0,75$  для некоторых  $u$  и  $E_{u,n+1}/A_{u,n+1} \leq 1,5$  для всех  $u$ , величина текущего шага интегрирования оставалась прежней, но для последующих вычислений шаг делился пополам;
- в) если  $E_{u,n+1}/A_{u,n+1} \leq 0,75$  и  $E_{u,n+1}/B_{u,n+1} \geq 1$  для всех  $u$ , шаг не изменялся;
- г) если  $E_{u,n+1}/A_{u,n+1} \leq 0,75$  для всех  $u$  и  $E_{u,n+1}/B_{u,n+1} < 1$  хотя бы для одного  $u$ , шаг интегрирования увеличивался вдвое.

Поскольку для расчета реакций смазочного слоя  $R(u, \dot{u}, \gamma, \dot{\gamma})$  на каждом временном шаге необходимо интегрировать модифицированное уравнение Элрода, затраты времени резко возрастают и это создает трудности для проведения многопараметрических исследований и решения задач оптимизации.

В связи с этим, представляются актуальными разработка и исследование методов и алгоритмов решения системы уравнений движения (2.4) без их сведения к уравнениям первого порядка. Это позволяет практически вдвое уменьшить размерность задачи, что особенно важно при использовании численных методов интегрирования, когда время расчета существенно возрастает.

Рассмотрим алгоритм, адаптированный применительно к уравнениям движения в виде (2.4) на примере решения первого уравнения системы (2.5) для автономных подшипников коленчатого вала ДВС, записанного в виде

$$m\ddot{u} = f(\tau) - P(u, \dot{u}). \quad (2.15)$$

Для дискретизации системы (2.15) векторы производных  $\dot{u}(\tau), \ddot{u}(\tau)$  в момент времени  $\tau_{n+1} = \tau_n + \Delta\tau$  заменим функциями  $\dot{u}_{n+1} = \varphi(u_{n+1})$ ,  $\ddot{u} = \psi(u_{n+1})$  и вместо непрерывной записи получаем

$$m \cdot \psi(u_{n+1}) = f_{n+1} - P(u_{n+1}, \varphi(u_{n+1})). \quad (2.16)$$

Система (2.16) является неявной разностной схемой, которая решается методом Ньютона. На каждой итерации одного временного шага находим решение алгебраических уравнений вида

$$J_{n+1}^{(s)}(u_{n+1}^{(s+1)} - u_{n+1}^{(s)}) = F_{n+1}^{(s)},$$

где

$$J_{n+1}^{(s)}(u_{n+1}^{(s)}, \dot{u}_{n+1}^{(s)}, \ddot{u}_{n+1}^{(s)}) = \left[ m \frac{\partial \ddot{u}}{\partial u} + \frac{\partial P}{\partial \dot{u}} \cdot \frac{\partial \dot{u}}{\partial u} \right]_{n+1}^{(s)};$$

$$F_{n+1}^{(s)} = -m\ddot{u}_{n+1} - P(u_{n+1}, \dot{u}_{n+1}) + f_{n+1}.$$

По аналогии с предыдущим алгоритмом, определяем интерполяционные многочлены по формулам (2.10), (2.11) и находим значение функции  $u_{n+1}$ , и ее первой производной  $\dot{u}_{n+1}^{(1)}$  в точке  $\tau_{n+1}$ . Значение второй производной функции  $L_1(\tau)$  получаем из выражения

$$\ddot{u}_{n+1} = \ddot{L}_1(\tau_{n+1}) = \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \Delta u_{n-i}, \quad (2.17)$$

где коэффициенты  $\beta_i$  определяются из разложения полинома  $L_1(\tau)$ .

Подставляя (2.10), (2.11), (2.17) в уравнение движения (2.15), для момента времени  $\tau_{n+1}$  получаем

$$m \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \Delta u_{n-i} + P(u_{n+1}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta u_{n-i}) = f_{n+1}. \quad (2.18)$$

Решение уравнения (2.18) относительно неизвестного  $u_{n+1}$  находим итерационным методом Ньютона

$$\left[ m\beta_{-1}\hat{E} + \left( \frac{\partial P}{\partial u} \right)_{n+1}^{(s)} + \alpha_{-1} \left( \frac{\partial P}{\partial \dot{u}} \right)_{n+1}^{(s)} \right] (u_{n+1}^{(s+1)} - u_{n+1}^{(s)}) = F_{n+1}^{(s)}, \quad (2.19)$$

$$\text{где } F_{n+1}^{(s)} = f_{n+1} - P(u_{n+1}^{(s)}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta u_{n-i}^{(s)}) - m \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \Delta u_{n-i}^{(s)}; \quad \hat{E} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$u_{n+1}^{(1)}, \dot{u}_{n+1}^{(s)}, \ddot{u}_{n+1}^{(s)}$  – вычисляются по формулам (2.10), (2.11), (2.17).

В общем виде для координат  $x, y$  решение системы (2.18) запишем следующим образом:

$$\begin{aligned} x_{n+1}^{(s+1)} &= x_{n+1}^{(s)} + \frac{c_1 b_2 - c_2 b_1}{a_1 b_2 - a_2 b_1}; \\ y_{n+1}^{(s+1)} &= y_{n+1}^{(s)} + \frac{a_1 c_2 - a_2 c_1}{a_1 b_2 - a_2 b_1}, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где

$$\begin{aligned} a_1 &= m\beta_{-1} - \frac{\partial R_x}{\partial x} - \alpha_{-1} \frac{\partial R_x}{\partial \dot{x}}; \quad a_2 = -\frac{\partial R_y}{\partial x} - \alpha_{-1} \frac{\partial R_y}{\partial \dot{x}}; \\ b_1 &= -\frac{\partial R_x}{\partial y} - \alpha_{-1} \frac{\partial R_x}{\partial \dot{y}}; \quad b_2 = m\beta_{-1} - \frac{\partial R_y}{\partial y} - \alpha_{-1} \frac{\partial R_y}{\partial \dot{y}}; \\ c_1 &= f_{n+1,x} + R_x^{(s)} - m \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \Delta x_{n-i}^{(s)}; \quad c_2 = f_{n+1,y} + R_y^{(s)} - m \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \Delta y_{n-i}^{(s)}. \end{aligned}$$

Обозначим такой подход – **модификация №1**.

Численные эксперименты показали, что повысить эффективность метода можно, применяя вместо метода Ньютона в форме (2.19) его модификацию

$$\left[ m\beta_{-1}\hat{E} + \left( \frac{dP}{du} \right)_{n+1}^{(s)} \right] \cdot \left[ u_{n+1}^{(s+1)} - u_{n+1}^{(s)} \right] = F_{n+1}^{(s)}, \quad (2.21)$$

где

$$F_{n+1}^{(s)} = f_{n+1} - m \sum_{i=-1}^{k-1} \beta_i \cdot \Delta u_{n-i}^{(s)} - P \left( u_{n+1}^{(s)}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta u_{n-i}^{(s)} \right);$$

$$\Delta u_{n+1}^{(s)} = u_{n+1}^{(s)} - u_n; \Delta u_{n-i}^{(s)} = \Delta u_{n-i}, (i = 0, 1, \dots, k-1).$$

Здесь  $\frac{dP}{du}$  представляет собой матрицу полных производных функции

$P(u) = P \left( u_{n+1}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta u_{n-i} \right)$ . Таким образом, решение обходится без

вычисления частных производных функции  $P$  по  $\dot{u}$  и время расчета существенно снижается. Назовем этот подход – быстрым методом ФДН или **модификация №2.**

Частные производные определялись разностными соотношениями вида

$$\frac{\partial R_x}{\partial x} = \frac{R_x \left( \tilde{u}_{n+1}^{(s)}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta \tilde{u}_{n-i} \right) - R_x \left( u_{n+1}^{(s)}, \sum_{i=-1}^{k-1} \alpha_i \Delta u_{n-i}^{(s)} \right)}{\Delta x}, \quad (2.22)$$

где

$$\tilde{u}_{n+1}^{(s)} = \begin{pmatrix} x_{n+1}^{(s)} + \Delta x \\ y_{n+1}^{(s)} \end{pmatrix}; \Delta \tilde{u}_{n+1}^{(s)} = \begin{pmatrix} x_{n+1}^{(s)} + \Delta x - x_n \\ y_{n+1}^{(s)} - y_n \end{pmatrix},$$

$$\Delta \tilde{u}_{n+1}^{(s)} = \Delta u_{n-1}, (i = 0, 1, \dots, k-1).$$

Решение системы (2.21) находилось по формулам (2.20),

где

$$a_1 = m\beta_{-1} + \frac{\partial R_x}{\partial x}; a_2 = \frac{\partial R_y}{\partial x}; b_1 = \frac{\partial R_x}{\partial y}; b_2 = m\beta_{-1} + \frac{\partial R_y}{\partial y};$$

$$c_1 = (F_{n+1}^{(s)})_x; c_2 = (F_{n+1}^{(s)})_y.$$

Известно, что метод Ньютона сходится при удачном выборе начального приближения. Для выбора начальных положений и скоростей шипа используем полином второй степени, а для ускорений - полином третьей степени.

Введем новую ось координат  $T$  (рис. 2.2). Положительное направление введенной оси противоположно направлению оси временного шага  $\tau$ , начало координат соответствует текущему временному шагу  $\tau_{n+1}$ . Дискретные значения  $T_i$  рассчитываются через значения  $\tau_{n-i}$  по формуле:

$$T_i = \tau_{n+1} - \tau_{n-i}, \quad (i = -1, 0, 1, \dots, k-1, k).$$

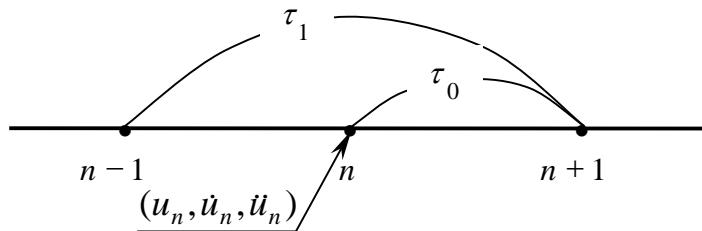


Рис. 2.2. К решению уравнений движения методом ФДН

Выражения (2.10), (2.11) запишем для полиномов 2-й степени ( $k = 2$ ) в системе координат  $T$ :

$$u_{n+1} = u_n + \gamma_0 \Delta u_n + \gamma_1 \Delta u_{n-1}; \quad (2.23)$$

$$\dot{u}_{n+1} = \alpha_{-1} \Delta u_{n+1} + \alpha_0 \Delta u_n, \quad (2.24)$$

где

$$\begin{aligned} \gamma_0 &= \frac{T_0}{T_1 - T_0} \left( 1 + \frac{T_1}{T_2 - T_0} \right); \quad \gamma_1 = -\frac{T_0 T_1}{(T_2 - T_0)(T_2 - T_1)}; \\ \alpha_{-1} &= \frac{1}{T_0} + \frac{1}{T_1}; \quad \alpha_0 = -\frac{T_0}{T_1(T_1 - T_0)}. \end{aligned}$$

Для определения второй производной  $\ddot{u}_{n+1}$  (2.17) используем полином третьей степени ( $k = 3$ )

$$\ddot{u}_{n+1} = \beta_{-1}\Delta u_{n+1} + \beta_0\Delta u_n + \beta_1\Delta u_{n-1}, \quad (2.25)$$

где

$$\begin{aligned}\beta_{-1} &= \frac{2(T_0 + T_1 + T_2)}{T_0 T_1 T_2}; \\ \beta_0 &= -2 \frac{(T_2 - T_0)(T_2 + T_0) + T_1(T_2 + T_1)}{T_1 T_2 (T_1 - T_0)(T_2 - T_0)}; \\ \beta_1 &= \frac{2(T_0 + T_1)}{T_2 (T_2 - T_1)(T_2 - T_0)}.\end{aligned}$$

При применении интерполяционного многочлена  $L_1(\tau)$  второй степени и аппроксимации второй производной она становится постоянной. Такой подход снижает устойчивость и точность метода.

Для шага интегрирования уравнений движения устанавливались допустимые интервалы варьирования:  $T_{0\min} < T_0 < T_{0\max}$ , где  $T_{0\min}, T_{0\max}$  – минимальный, максимальный значения шага дискретизации, которые выбирались численными экспериментами. Шаг интегрирования корректировался с помощью алгоритма, приведенного выше.

## 2.2.2. Сравнительный анализ эффективности методов решения уравнений движения

В **модификации №1** применяется итерационная процедура Ньютона, при этом на каждой итерации приходится выполнять девять интегрирований уравнения для расчета поля ГД-давлений. В **модификации №2**, вследствии приближенного вычисления якобиана на каждой итерации метода Ньютона, количество интегрирований уравнения для давления сокращается в два раза.

Проведенные расчетные исследования шатунных подшипников коленчатого вала дизелей Ч 12/12 и ЧН 21/21 с использованием, так называемого, быстрого метода ФДН продемонстрировали сокращение времени расчета в сравнении с методом ФДН для уравнений 1-го порядка более чем в два раза. Необходимо отметить, что при этом количество

интегрирований уравнения для расчета поля ГД-давлений составило соответственно: 1531 и 5931, (двигатель Ч 12/12); 1497 и 5621 (двигатель ЧН 21/21).

В табл. 2.1 приведены результаты расчетов ГМХ шатунного подшипника двигателя «Ruston & Hornsby 6VEB-X МК-III», который является международным эталоном для проверки адекватности методик [119]. В качестве основных ГМХ подшипника рассчитывались: минимальная за цикл нагрузления  $\inf h_{min}$  и средняя  $\bar{h}_{min}$  значения толщины смазочного слоя, максимальное  $\sup P_{max}$  и среднее  $\bar{P}_{max}$  значения ГД-давлений в смазочном слое подшипника, потери мощности на трение  $\bar{N}$ . Эти параметры косвенно характеризуют износостойкость, теплонапряженность, долговечность подшипников коленчатого вала дизеля и позволяют делать заключение о работоспособности и надежности дизеля в целом.

Как следует из результатов, представленных в табл. 2.1, **модификация №2** оказывается наиболее эффективной в сравнении с, так называемой, классической **модификацией №1** решения уравнений движения. Вычислительное время при использовании **модификации №2** снижается более чем в два раза, при этом количество интегрирований уравнения Элрода на одном временном шаге расчета сокращается более, чем в два раза.

Таблица 2.1. Сравнение эффективности методов решения уравнений движения

№ алгоритма	Гидродинамические параметры					Среднее количество интегрирований уравнения Рейнольдса на шаг расчета
	$\inf h_{min}$	$\sup P_{max}$	$\bar{h}_{min}$	$\bar{P}_{max}$	$\bar{N}$	
1.	3,60	34,32	9,92	19,27	1359	13,81
2.	3,60	34,42	9,92	19,22	1359	7,06

### 2.3. Макротеория смазочного слоя

Смазочный слой радиального подшипника ДВС (рис. 2.3) ограничен поверхностями втулки (вкладыша)  $S_1$  и цапфы (шейки вала)  $S_2$ .

Полярные оси  $O_1X_1$  и  $O_2X_2$  закреплены соответственно на втулке и цапфе, и вращаются вместе с ними относительно осей  $Z_i$ , проходящих через центры  $O_1$ ,  $O_2$ , с абсолютными угловыми скоростями  $\omega_i = d\theta_i / dt$ ,  $i = 1, 2$ . Углы  $\theta_i$  отсчитываются от неподвижной оси  $O_1X$ .

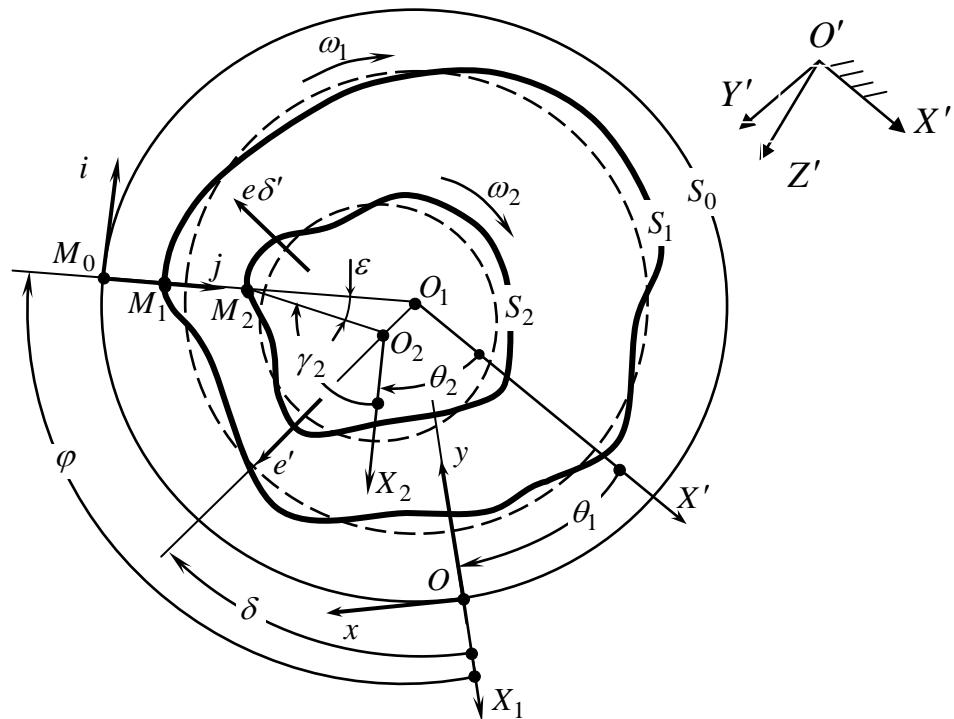


Рис. 2.3. Схема радиального подшипника ДВС

В системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$  (оси  $O_1Y_1$  и  $O_1Z_1$  не показаны) втулка неподвижна, цапфа вращается с угловой скоростью  $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$ , а ее центр  $O_2$  движется в плоскости  $O_1X_1Y_1$  с относительной скоростью, составляющие которой на линию центров и направление ей

перпендикулярное равны  $e' = de/dt$  и  $e \cdot \delta' = e \cdot d\delta/dt$ , где  $e(t) = O_1 O_2$  – эксцентриситет,  $\delta(t)$  – угол положения линии центров.

Начало координат системы  $Oxyz$ , в которой рассматриваются процессы в смазочном слое, расположено в точке пересечения оси  $O_1 X_1$  с круглоцилиндрической поверхностью отсчета  $S_0$ , радиус которой  $r_0$ . Оси  $Ox, Oz$  системы лежат в плоскости, на которую развертывается поверхность  $S_0$ , ось  $Oy$  направлена по нормали к ней,  $-B/2 \leq z \leq B/2$ , где  $B$  – ширина подшипника. Макроотклонения радиусов втулки  $r_1 = O_1 M_1$  и цапфы  $r_2 = O_2 M_2$  от радиусов  $r_{i0}$  базовых окружностей (показаны пунктиром) обозначим через  $\Delta_1(\varphi), \Delta_2(\gamma_2)$ , где

$$\gamma_2(t) = \varphi + (\theta_1 - \theta_2) = \varphi + \int_0^t \omega_{21}(t) dt. \quad (2.26)$$

Значения  $\Delta_i$  положительны (отрицательны), если они увеличивают (уменьшают) радиусы  $r_{i0}$ .

В системе  $Oxyz$  координаты у точек  $M_1$  и  $M_2$  с учетом малости угла  $\varepsilon$  определяются с обычной степенью приближения как

$$\begin{aligned} h_1(\varphi, t) &= M_0 M_1 = (r_0 - r_{10}) - \Delta_1(\varphi), \\ h_2(\varphi, t) &= M_0 M_2 = (r_0 - r_{20}) - \Delta_2(\gamma_2) - e \cos(\varphi - \delta), \end{aligned} \quad (2.27)$$

а толщина смазочного слоя  $h(\varphi) = (h_2 - h_1)$  формулой

$$h(\varphi, t) = h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta). \quad (2.28)$$

Здесь  $h^*(\varphi, t)$  – толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы, когда  $e(t) = 0$ .

Очевидно, что

$$h^*(\varphi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\gamma_2), \quad (2.29)$$

где  $\Delta_0 = (r_{10} - r_{20})$ .

Из (2.28) находим

$$\frac{\partial h}{\partial \varphi} = e \sin[\varphi - \delta] + \frac{\partial}{\partial \varphi} [\Delta_1 - \Delta_2]; \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{de}{dt} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{d\delta}{dt} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} \frac{\partial \Delta_2}{\partial \varphi}. \quad (2.31)$$

Здесь принято во внимание что, как следует из (2.28–2.29):

$$\partial \Delta_2 / \partial t = -\omega_{21} \partial \Delta_2 / \partial \varphi.$$

При  $\Delta_i = 0$  толщина смазочного слоя определяется хорошо известной формулой для подшипника с круглыми втулкой и цапфой:

$$h(\varphi, t) = \Delta_0 - e \cos(\varphi - \delta),$$

где  $\Delta_0$  – радиальный зазор.

Проекции скоростей точек  $M_1$  и  $M_2$  поверхностей  $S_1$  и  $S_2$  на орты  $i, j$  равны:

$$U_1 = V_1 = 0;$$

$$U_2 = r_2 \left[ \omega_{21} \cos \varepsilon - \frac{1}{r_2} \frac{de}{dt} \sin(\varphi - \delta) + \frac{1}{r_2} e \frac{d\delta}{dt} \cos(\varphi - \delta) \right]; \quad (2.32)$$

$$V_2 = -\frac{de}{dt} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{d\delta}{dt} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} r_2 \sin \varepsilon.$$

Здесь  $\sin \varepsilon \approx e r_2^{-1} \sin(\varphi - \delta)$ , или, как следует из (2.28–2.29),

$$\sin \varepsilon = r_2^{-1} \partial / \partial \varphi [h - (\Delta_1 - \Delta_2)].$$

Полагая  $r_1 \approx r_2 = r$ ,  $\cos \varepsilon \approx 1$  и пренебрегая слагаемыми, содержащими множитель  $e/r$  по сравнению с  $\omega_{21}$ , находим, используя (2.30–2.31):

$$\begin{aligned} U_1 &= V_1 = 0; \quad U_2 = \omega_{21} r; \\ V_2 &= -\frac{\partial h}{\partial t} + \omega_{21} \frac{\partial h_2}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Рассмотрим влияние на ГМХ макроотклонений  $\Delta_1(\varphi)$ ,  $\Delta_2(\gamma_2)$  радиусов втулки и цапфы  $r_i(\varphi)$  от радиусов их базовых окружностей  $r_{i0}$  для случая, когда функции  $\Delta_1(\varphi)$  и  $\Delta_2(\gamma_2)$  можно аппроксимировать усеченным рядом

Фурье и для фиксированного наибольшего порядкового номера гармоники их можно представить в виде [120]:

$$\Delta_i(\psi) = \tau_{i0} + \tau_i \sin(k_i \psi + \alpha_i), \quad (2.34)$$

где  $i = 1$  – подшипник,  $i = 2$  – цапфа,  $\psi = \varphi$  при  $i = 1$ ,  $\psi = \gamma_2 = \varphi + \theta_1 - \theta_2$  при  $i = 2$  (рисунок 1.5);  $k_i$  – номер гармоники;  $\tau_i$ ,  $\alpha_i$  – амплитуда и фаза  $k$ -ой гармоники;  $\tau_{i0}$  – постоянный член ряда Фурье, определяемый формулой

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

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

Толщину смазочного слоя, ограниченного втулкой и цапфой, имеющими элементарные виды некругостей, подстановкой (2.34) в (2.28) определим как

$$h(\varphi, t) = \Delta_0 - e \cos(\varphi - \delta) + \tau_1 \sin(k_1 \varphi + \alpha_1) - \tau_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2). \quad (2.35)$$

Из (2) находим

$$\frac{\partial h}{\partial \varphi} = e \sin(\varphi - \delta) + k_1 \tau_1 \cos(k_1 \varphi + \alpha_1) - k_2 \tau_2 \cos(k_2 \gamma_2 + \alpha_2); \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{de}{dt} \cos(\varphi - \delta) - e \frac{d\delta}{dt} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} k_2 \tau_2 \cos(k_2 \gamma_2 + \alpha_2). \quad (2.37)$$

Безразмерная толщина смазочного слоя и ее производные равны

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta) + \bar{\tau}_1 \sin(k_1 \varphi + \alpha_1) - \bar{\tau}_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2); \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} = \chi \sin(\varphi - \delta) + k_1 \bar{\tau}_1 \cos(k_1 \varphi + \alpha_1) - k_2 \bar{\tau}_2 \cos(k_2 \gamma_2 + \alpha_2); \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial t} = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta) + \omega_{21} k_2 \bar{\tau}_2 \cos(k_2 \gamma_2 + \alpha_2). \quad (2.40)$$

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

В качестве  $\Delta_0$  принималась разность радиусов базовых окружностей.

Нецилиндричность подшипника и шипа в осевом направлении  $z$  задавались максимальными отклонениями  $\delta_1$  и  $\delta_2$  профиля от идеального

цилиндрического и описывались соответствующей аппроксимирующей кривой.

Толщина смазочного слоя при центральном положении шипа определялась в виде:

$$h(z, t) = \Delta_0 + k_1 z^{l_1} + k_2 z^{l_2},$$

где  $k_i$  – определяет величину отклонения аппроксимирующей кривой на единицу ширины подшипника, степень параболы принималась:  $l_i = 1$  – для конусного шипа;  $l_i = 2$  – для бочкообразного и седлообразного шипа. В безразмерном виде:

$$\bar{h}(\bar{z}, \bar{t}) = 1 + \bar{k}_1 \bar{z}^{l_1} + \bar{k}_2 \bar{z}^{l_2}, \text{ где } \bar{k}_i = \delta_1 / \Delta_0 a^{l_i}.$$

Типичными макроотклонениями шипа и подшипника от цилиндрической формы является бочкообразность, седлообразность, конусность.

В общем случае с учетом отклонений макрогоеометрии шипа и подшипника в радиальном и осевом направлениях толщина смазочного слоя при центральном положении шипа в безразмерном виде находилась из соотношения:

$$\bar{h}(\phi, \bar{z}, \bar{t}) = 1 - \chi \cos(\phi - \delta) + \bar{\tau}_1 \sin(k_1 \phi + \alpha_1) - \bar{\tau}_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2) + \bar{k}_1 \bar{z}^{l_1} + \bar{k}_2 \bar{z}^{l_2}.$$

## 2.4. Обоснование методики расчета конвективного переноса массы в смазочном слое подшипника

Как отмечалось, в работе Элрода [23] в уравнении (2.30) для дифференциального оператора  $0,5\bar{\omega} \partial/\partial\phi(h\theta)$ , отражающего конвективный перенос массы смазочного материала, использована эмпирическая формула разностной аппроксимации. Нашиими исследованиями показано, что эта формула может быть теоретически обоснована.

При высоких значениях коэффициента сжимаемости  $\beta \sim 10^8 H/m^2$  степень заполнения смазкой  $\theta$  в области давлений, при  $\theta > 1$ , отличается от единицы незначительно и вместо (2.31) применим приближённое равенство:

$$\bar{p} \approx \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta}(\theta - 1). \quad (2.41)$$

Для всех значений  $\theta$ , отличных от единицы  $\partial g / \partial \varphi = 0$ , а на границах области давления (активной области смазочного слоя) и на торцах подшипника, что следует из (2.41),  $\theta = 1$ . Следовательно,  $(\theta - 1) \partial g / \partial \varphi = 0$ , что означает (отмечено в работе [121]):

$$g \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \approx \frac{\partial}{\partial \varphi} [g(\theta - 1)].$$

Представим выражение (2.31) в виде

$$\frac{\partial A}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B + C) + \frac{\partial D}{\partial \bar{z}} = 0, \quad (2.42)$$

где  $A = \bar{h} \theta$ ;  $B = \frac{\bar{\omega}}{2} A$ ;  $C = -\Gamma \beta \frac{\partial}{\partial \varphi} [g(\theta - 1)]$ ;  $D = -\Gamma \beta \frac{\partial}{\partial \bar{z}} [g(\theta - 1)]$ ,  $\Gamma = \frac{\bar{h}^3}{12 \bar{\mu}}$ .

Аппроксимация уравнения (2.42) конечными разностями на  $(n+1)$ -м временном слое позволяет записать:

$$\left( \frac{\partial A}{\partial \tau} \right)_{ij} + \Lambda B_{ij} + \Lambda C_{ij} + \Lambda D_{ij} = 0. \quad (2.43)$$

Здесь  $(\partial A / \partial \tau)_{ij}$ ,  $\Lambda B_{ij}$ ,  $\Lambda C_{ij}$ ,  $\Lambda D_{ij}$  – разностные операторы на расчетной сетке

$\varphi_i, \bar{z}_j, \tau^n$ :  $\varphi_i = i \Delta_\varphi$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ),  $\Delta_\varphi = l_\varphi / (N - 1)$ ;  $\bar{z}_j = j \Delta_{\bar{z}}$  ( $j = 1, 2, \dots, M$ ),  $\Delta_{\bar{z}} = l_z / (M - 1)$ , где  $l_\varphi, l_z$  – размерности подшипника в направлении координат  $\varphi, \bar{z}$ ;  $\tau^n = n \Delta_\tau$  ( $n = 0, 1, 2, \dots$ ).

В активной области  $g(\theta) = 1$  и уравнение (2.42) представляется эллиптическим, следовательно оператор  $\Lambda B_{ij}$  аппроксимируем

центральными разностями [18]. В области кавитации  $g(\theta)=0$  и уравнение (2.42) представляется гиперболическим уравнением:

$$\frac{\partial A}{\partial \tau} + \frac{\partial B}{\partial \varphi} = 0, \quad (2.44)$$

и оператор  $\Lambda B_{ij}$  следует аппроксимировать односторонними разностями против потока [18].

Введем следующую функцию

$$B^* = 0,5\bar{\omega}[gh + (1-g)A], \quad (2.45)$$

что означает замену  $\theta(g)$  на функцию

$$\theta^* = g + (1-g)\theta, \quad (2.46)$$

не отслеживающую изменения величины конвективного переноса массы при ее движении через область давления.

При аппроксимации оператора  $\Lambda B_{ij}^*$  используем принцип регуляризации разностных схем [122], в соответствии с которым на первом этапе решения исходной задачи устанавливается простейшая разностная схема, не обладающая всеми необходимыми свойствами, а на втором этапе решения возбуждением (регуляризацией) операторов разностной схемы она улучшается.

Для аппроксимации  $\Lambda B_{ij}^*$  выбираем оператор односторонних разностей против потока  $\nabla B_{ij}^*$ :

$$\Lambda \hat{B}_{ij}^* = \nabla \hat{B}_{ij}^* = \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \frac{1}{\Delta_\varphi} \left[ (\bar{h}g)_{ij} + (1-g_{ij})A_{ij} - (\bar{h}g)_{i-1,j} - (1-g_{i-1,j})A_{i-1,j} \right]. \quad (2.47)$$

Старший член погрешности аппроксимации схемы (2.47) определяется формулой

$$\psi = -0,5\Delta_\varphi \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} [hg + (1-g)A]. \quad (2.48)$$

Полученная схема (2.47) подходит для описания процессов конвективного переноса массы смазочного материала в зоне кавитации, когда

используется гиперболическое уравнение (2.44), однако, в этом случае имеет место погрешность (2.48). В активной области ( $g = 1$ ) точность схемы (2.47) можно повысить, если из оператора  $\nabla B_{ij}^*$  вычесть “искусственную вязкость” [18], которая может быть принята в виде центрально-разностной аппроксимации выражения (2.48). Для активной области (2.48) может быть записано в дивергентной форме:

$$\hat{\psi} = -0,5\Delta_\varphi \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} g \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h}g). \quad (2.49)$$

В результате приходим к соотношению

$$\Lambda \hat{B}_{ij}^* = \nabla \hat{B}_{ij}^* - \delta \hat{\psi}_{ij}, \quad (2.50)$$

где оператор центральных разностей  $\delta \hat{\psi}_{ij}$  аппроксимируется схемой

$$\delta \hat{\psi}_{ij} = -0,5 \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \left[ g_{i+1/2,j} \frac{(g\bar{h})_{i+1,j} - (g\bar{h})_{i,j}}{\Delta_\varphi} - g_{i-1/2,j} \frac{(g\bar{h})_{i,j} - (g\bar{h})_{i-1,j}}{\Delta_\varphi} \right]. \quad (2.51)$$

Здесь  $g_{i+1/2,j}$  – значения функции переключения в полуцелых точках разностной сетки (рис. 2.44).

Как показано в работе [40], в операторе центральных разностей (2.51) допускается определенная свобода в выборе формулы для расчета значений  $g_{i+1/2,j}$ . Так, допустимым, но не оптимальным вариантом, является выражение

$$g_{i\pm1/2,j} = 0,5(g_{ij} + g_{i\pm1}), \quad (2.52)$$

являющаяся достаточно точной внутри активной области ( $g_{i-1,j} = g_{i,j} = g_{i+1,j} = 1$ ) и области кавитации ( $g_{i-1,j} = g_{i,j} = g_{i+1,j} = 0$ ). Однако, на границах этих областей использование этой формулы приводит к появлению значений  $g_{i\pm1,j} = 0,5$ , что физически необоснованно, а также к осцилляциям функции  $\theta$  и значений ГД-давлений  $\bar{p}$ .

Приемлемые результаты расчета  $g_{i\pm1/2}$  позволяет получить применение выражений [122]:

$$g_{i\pm 1/2}^{-1} = 0,5(g_{ij}^{-1} + g_{i\pm 1}^{-1}); \quad g_{i\pm 1/2} = 2g_{ij}g_{i\pm 1}(g_{ij} + g_{i\pm 1}), \quad (2.53)$$

которые, в отличие от (2.52), представляют собой среднее гармоническое величин  $g_{ij}$  и  $g_{i\pm 1}$ .

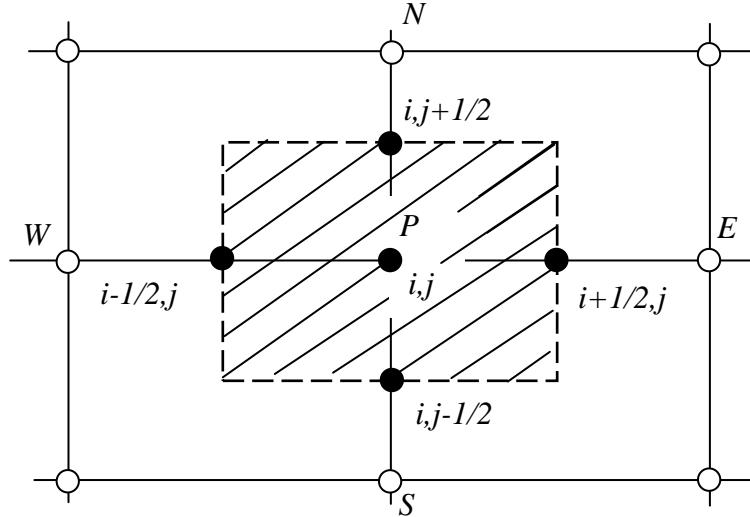


Рис. 2.4. К методу контрольного объема

Границы разрыва и восстановления смазочного слоя будем описывать как  $g_{i-1,j} = g_{ij} = 1$ ,  $g_{i+1,j} = 0$  и  $g_{i-1,j} = g_{ij} = 0$ ,  $g_{i+1,j} = 1$ . Необходимо учесть, что поскольку внутри активной области смазочного слоя  $g_{i\pm 1,j} = g_{ij} = 1$ , а в области кавитации  $g_{i\pm 1,j} = g_{ij} = 0$ , то в разностном операторе (2.51) выражения  $g_{i\pm 1/2} \cdot g_{ij}$  и  $g_{i\pm 1/2} \cdot g_{i\pm 1,j}$  равны  $g_{ij} \cdot g_{i\pm 1,j}$ . Таким образом, центрально-разностный оператор может быть записан:

$$\delta\hat{\psi}_{ij} = -0,5 \frac{\bar{\omega}}{2} \cdot \left[ g_{ij}g_{i+1,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i,j}}{\Delta_\varphi} - g_{ij}g_{i-1,j} \frac{\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{\Delta_\varphi} \right]. \quad (2.54)$$

Подстановка (2.47) и (2.54) в (2.50) дает выражение:

$$\Lambda\hat{B}_{ij}^* = \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\varphi} \left[ (1 - g_{ij})A_{ij} - (1 - g_{i-1,j})A_{i-1,j} + f_\omega \right], \quad (2.55)$$

где

$$f_\omega = -\frac{(\bar{gh})_{i-1,j}}{2}(2 - g_{ij}) + \frac{(\bar{gh})_{i+1,j}}{2}g_{ij} + \frac{(\bar{gh})_{i,j}}{2}(2 - g_{i+1,j} - g_{i-1,j}),$$

которое полностью совпадает с формулой Элрода, которая классифицировалась в работе [23] как эмпирическая.

## 2.5. Модифицированные уравнения Элрода и алгоритмы их интегрирования

**Первая модификация.** Недостатками алгоритма интегрирования уравнения Элрода и других алгоритмов сохранения массы [24,31,123,27,26], которые основываются на решении уравнения (2.42) для степени заполнения зазора смазочной жидкостью  $\theta$ , являются неустойчивость итерационной процедуры решения системы алгебраических уравнений, к которой сводится после разностной аппроксимации уравнение (2.42) и зависимость скорости сходимости итераций и результатов расчета от значения коэффициента  $\beta$  [31]. Помимо этого, в алгоритме решения уравнения Элрода оператор  $\partial A / \partial \tau$  аппроксимируется схемой  $\left(\frac{\partial A}{\partial \tau}\right)_{ij} = [h\theta - (h\theta)^n] / \Delta_\tau$ , поэтому выражение (2.45), являющееся основой зависимости (2.55), не применяется. В задачах динамики ГСТС замена оператора  $A$  на оператор

$$A^* = gh + (1 - g)A \quad (2.56)$$

является обязательной.

Для улучшения процедуры интегрирования уравнения Элрода модифицируем уравнение (2.42). Запишем выражение (2.46) в виде [35]  $\theta^* = 1 + (1 - g)(\theta - 1)$  и введем функцию  $\Phi$ , связанную с  $\theta$ :

$$\Phi = \beta(\theta - 1) = \bar{p}, \quad g = 1, \quad \text{если } \Phi \geq 0; \quad \Phi = (\theta - 1), \quad g = 0, \quad \text{если } \Phi < 0.$$

Таким образом,  $\theta$  в формуле (2.55) связана с функцией  $\Phi$  соотношением:

$$\theta = 1 + (1 - g)\Phi. \quad (2.57)$$

С учетом (2.57) выражение (2.42) принимает следующий вид

$$\frac{\partial A^*}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B^* + C^*) + \frac{\partial D^*}{\partial \bar{z}} = 0. \quad (2.58)$$

Заметим, что коэффициент сжимаемости  $\beta$  отсутствует в операторах

$$B^* = \frac{\bar{\omega}}{2} A^*, \quad C^* = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi), \quad D^* = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi).$$

Для определения  $\partial B^* / \partial \varphi$  из уравнения (2.58) воспользуемся выражением (2.55), заменив в нем  $A$  на  $A^*$ . Диффузионный оператор  $\partial C^* / \partial \varphi$  аппроксимируем с использованием метода контрольного объема (рис. 2.1) следующей формулой:

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial C}{\partial \varphi} \right)_{ij} = & -\frac{1}{\Delta_\varphi} \left[ \Gamma_{i+\frac{1}{2},j} \frac{g_{i+1,j} \Phi_{i+1,j} - g_{i,j} \Phi_{i,j}}{\Delta_\varphi} - \right. \\ & \left. - \Gamma_{i-\frac{1}{2},j} \frac{g_{i,j} \Phi_{i,j} - g_{i-1,j} \Phi_{i-1,j}}{\Delta_\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Оператор  $\partial D^* / \partial \bar{z}$  аппроксимируется аналогично.

Производную по времени (источниковый член) запишем в виде

$$\frac{\partial A^*}{\partial \tau} = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \tau} [(1-g)\bar{h}\Phi]$$

и аппроксимируем схемой:

$$\left( \frac{\partial A^*}{\partial \tau} \right)_{ij} = \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} + \frac{(1-g_{ij})(\bar{h}\Phi)_{ij} - (1-g_{ij}^n)(\bar{h}\Phi)_{ij}^n}{\Delta_\tau}. \quad (2.60)$$

Таким образом, разностные аппроксимации (2.55), (2.59), (2.60) дифференциальных операторов уравнения (2.58) сводят его к системе алгебраических уравнений относительно функции  $\Phi$ :

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}. \quad (2.61)$$

Здесь

$$\begin{aligned}
P_{ij} &= \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\varphi} (1 - g_{ij}) h_{ij} + \frac{1}{\Delta_\varphi^2} g_{ij} \left( \Gamma_{i+\frac{1}{2},j} + \Gamma_{i-\frac{1}{2},j} \right) + \\
&\quad + \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{ij} \left( \Gamma_{i,j+\frac{1}{2}} + \Gamma_{i,j-\frac{1}{2}} \right) + \frac{(1 - g_{ij}) \bar{h}_{ij}}{\Delta\tau}; \\
W_{ij} &= \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\varphi} (1 - g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} + \frac{1}{\Delta_\varphi^2} g_{i-1,j} \Gamma_{i-\frac{1}{2},j}; \\
E_{ij} &= \frac{1}{\Delta_\varphi^2} g_{i+1,j} \Gamma_{i+\frac{1}{2},j}; S_{ij} = \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{i,j-1} \Gamma_{i,j-\frac{1}{2}}; N_{ij} = \frac{1}{\Delta_{\bar{z}}^2} g_{i,j+1} \Gamma_{i,j+\frac{1}{2}}; \\
b_{ij} &= \frac{\bar{\omega}}{2\Delta_\varphi} \left[ (1 - g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} - (1 - g_{ij}) \bar{h}_{ij} - f_\omega \right] + \frac{(1 - g_{ij}^n) (\bar{h} \Phi)_{ij}^n}{\Delta\tau} - \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau}.
\end{aligned}$$

Данная модификация алгоритма сохранения массы оказалась эффективной при расчете характеристик смазочного слоя статически и динамически нагруженных трибосопряжений. Применение разработанной модификации интегрирования уравнения Элрода при расчете гидромеханических характеристик ГСТС ДВС показало, что на границе восстановления смазочного слоя возникают осцилляции функции  $\Phi$  и приходится уменьшать величину временного шага  $\Delta\tau$ , причем, иногда значительно, что увеличивает время расчета. Эффективным приемом оказался метод сглаживания эпюры ГД-давлений применением подстановки Фогельполя [20]. Такой подход использован во второй модификации алгоритма Элрода.

**Вторая модификация.** Введем функцию

$$P = g\bar{p} + (1 - g)\bar{p}_c. \quad (2.62)$$

Поскольку степень заполнения зазора  $\theta^*$  из выражения (2.46) выразить через  $P$  не представляется возможным, уравнение (2.58) перепишем в форме

$$\frac{\partial}{\partial\tau} (\bar{h} \theta^*) + \frac{\partial}{\partial\varphi} (B^* + C^{**}) + \frac{\partial D^{**}}{\partial\bar{z}} = 0, \quad (2.63)$$

где

$$C^{**} = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \varphi}(\Pi); \quad D^{**} = -\Gamma \frac{\partial}{\partial \bar{z}}(\Pi).$$

Введем более гладкую по сравнению с  $\bar{p}$  функцию  $\bar{p}^* = \bar{p}h^{-3/2}$  и запишем уравнение (2.63) в виде

$$\frac{\partial^2 \Pi^*}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Pi^*}{\partial \bar{z}^2} + K_0 \Pi^* = 12 \bar{\mu}_\Theta \bar{h}^{-3/2} \left( \frac{\partial B^*}{\partial \varphi} + \frac{\partial A^*}{\partial \tau} \right). \quad (2.64)$$

Здесь

$$\Pi^* = g\bar{p}^* + (1-g)\bar{h}^{3/2}\bar{p}_c; \quad A^* = h[g + (1-g)\theta];$$

$$K_0 = -\frac{3}{2}\bar{h}^{-2} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} \right)^2 + \bar{h} \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial \varphi^2} \right],$$

где  $\partial \bar{h} / \partial \varphi = \chi \sin(\varphi - \delta)$ ;  $\partial^2 \bar{h} / \partial \varphi^2 = \chi \cos(\varphi - \delta)$ .

В уравнении (2.64) функции  $\Pi^*(\varphi, \bar{z}, g)$  и  $\theta^*(\varphi, \bar{z}, g)$  являются неизвестными, поэтому его можно рассматривать как запись одновременно двух уравнений: первое отражает диффузионные процессы в области давлений, где  $g = 1, \theta = 1$ , другое – конвективный перенос массы смазочной жидкости через область кавитации ( $\theta < 1, \bar{p} = 0$ ).

Апроксимацию уравнения (2.64) проведем, вновь воспользовавшись методом контрольного объема. Левая часть уравнения аппроксимируется центральными разностями, производная  $\partial B^* / \partial \varphi$  оператором  $\Lambda B_{ij}^*$  из (2.55).

Производную  $\partial A^* / \partial \tau$  запишем в виде

$$\left( \frac{\partial A^*}{\partial \tau} \right)_{ij} = \left( \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta_\tau} + \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} \right) [g_{ij} + (1-g_{ij})\theta_{ij}] - \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta_\tau} [g_{ij}^n + (1-g_{ij})\theta_{ij}^n].$$

Таким образом, получаем уравнения для определения ГД-давлений и степени заполнения зазора смазочной жидкостью:

$$\bar{p}_{ij}^* = K_1^{-1} (K_2 + K_3 + M_1 + M_2 \bar{p}_c + M_3) \text{ при } g_{ij} = 1; \quad (2.65)$$

$$\theta_{ij} = \frac{K_4 + M_1 + (K_2 + M_2) \bar{p}_c + M_3}{6 \Delta_\varphi \bar{\omega} \bar{\mu}_\Theta \bar{h}_{ij} \bar{h}_{ij}^{-3/2} - K_3} \text{ при } g_{ij} = 0. \quad (2.66)$$

Здесь

$$K_1 = 2 \left[ 1 + \left( \Delta_\varphi / \Delta_{\bar{z}} \right)^2 \right] - \Delta_\varphi^2 K_0, \quad K_0 = -\frac{3}{2 \bar{h}_{ij}^2} \left[ 0,5 \left( \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \varphi} \right) + \bar{h}_{ij} \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial \varphi^2} \right];$$

$$K_2 = K_1 \bar{h}_{ij}^{-3/2};$$

$$K_3 = -12 \mu_3 \Delta_\varphi^2 \left( \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta_\tau} + \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} \right) \bar{h}_{ij}^{-3/2}; \quad K_4 = 12 \mu_3 \Delta_\varphi^2 \left( \frac{\bar{h}_{ij}}{\Delta_\tau} + \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} \right) \bar{h}_{ij}^{-3/2};$$

$$M_1 = g_{i-1,j} \bar{p}_{i-1,j}^* + g_{i+1,j} \bar{p}_{i+1,j}^* + \left( \frac{\Delta_\varphi}{\Delta_{\bar{z}}} \right)^2 \left( g_{i,j-1} \bar{p}_{i,j-1}^* + g_{i,j+1} \bar{p}_{i,j+1}^* \right);$$

$$M_2 = -g_{i-1,j} \bar{h}_{i-1,j}^{3/2} - g_{i+1,j} \bar{h}_{i+1,j}^{3/2} + \left( \bar{h}_{i-1,j}^{3/2} + \bar{h}_{i+1,j}^{3/2} \right) - \left( g_{i,j-1} + g_{i,j+1} - 2 \right) \bar{h}_{ij}^{3/2} \left( \frac{\Delta_\varphi}{\Delta_{\bar{z}}} \right)^2;$$

$$M_3 = 6 \mu_3 \bar{\omega} \Delta_\varphi \left[ (1 - g_{i-1,j}) \bar{h}_{i-1,j} \theta_{i-1,j} + f_\omega \right] \bar{h}_{ij}^{-3/2}.$$

*Характеристики смазочного слоя статически нагруженных подшипников*

Сравнительные расчетные эксперименты по оценке эффективности алгоритма Элрода [31] и разработанной первой модификации проводились с использованием выражений (2.29). Сравнивались безразмерные характеристики смазочного слоя подшипника с относительной шириной  $a = 0,5$ . Значения относительного эксцентрикитета  $\chi$  изменялись в интервале  $0,1 \dots 0,975$ . Поскольку для статически нагруженного шипа значения  $\delta$  могут назначаться произвольными, в расчетах принималось  $\delta = 0$ . Безразмерный временной интервал  $\Delta_\tau$  принимался в качестве параметра релаксации. Уровни значений  $\Delta_\tau$  принимались:  $\Delta_{\tau \max} = 0,0174 \text{ rad}$ ,  $\Delta_{\tau \min} = 0,00029 \text{ rad}$ . Система алгебраических уравнений, к которой приводится уравнение (2.42) для алгоритма Элрода [31] вычислялась относительно степени заполнения  $\theta_{ij}$  точечным итерационным методом Гаусса-Зейделя (рис. 2.5). Функция переключения  $g$  изменялась после полного завершения итерационного цикла

одновременно во всех узлах разностной сетки. Наиболее приемлемым с точки зрения устойчивости итерационной процедуры безразмерный коэффициент сжимаемости смазочной жидкости  $\bar{\beta}$  принимался равным 40.

Выражение (2.61) для первой модификации алгоритма, записывалось относительно  $\Phi_{ij}$  и решалось аналогично методом Зейделя с проходом узлов сетки слева направо и сверху вниз. Особенностью реализации расчетного алгоритма являлось немедленное обновление функции  $g$  после определения  $\Phi_{ij}$ .

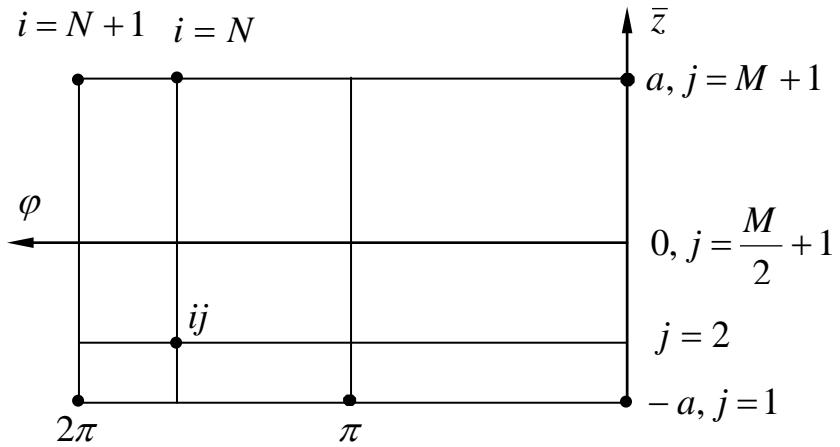


Рис. 2.5. Развёртка поверхности подшипника

На начальной стадии расчёта значения функций  $\theta_{ij}$  и  $\Phi_{ij}$  во всех внутренних узлах разностной сетки принимались равными единице. Релаксационный параметр принимался равным  $\Delta_{\tau \max}$ . Итерационная процедура выполнялась до достижения условия сходимости (2.67) в алгоритме Элрода и условия (2.68) в первой модификации:

$$\left| \sum_{ij} \theta_{ij}^{s+1} - \sum_{ij} \theta_{ij}^s \right| / \sum_{ij} \theta_{ij}^s \leq 10^{-5}, \quad (2.67)$$

$$\sum_{ij} |\Phi_{ij}^{s+1}| - \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| / \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| \leq 10^{-4}. \quad (2.68)$$

Здесь  $s$  – номер итерационного цикла.

При достижении количества итераций  $s = 200$  условия сходимости (2.67), (2.68) не выполнялись, тогда временной шаг  $\Delta_\tau$  (параметр релаксации) уменьшался вдвое.

Поскольку подшипник симметричен по координате  $\bar{z}$ , рассматривалась только область  $-a \leq \bar{z} \leq 0$ . По оси  $\varphi$  ставилось условие периодичности, на сеточной линии  $j = M/2 + 1$  условие  $\partial\theta/\partial\bar{z} = 0$  в алгоритме Элрода или  $\partial\Phi/\partial\bar{z} = 0$  в первой модификации. На торце подшипника при  $\bar{z} = -a$ :  $\theta(\bar{z} = -a) = 1, \Phi(\bar{z} = -a) = (p_a - p_c)\psi^2/(\mu_0\omega_0)$ . Атмосферное давление принималось  $p_a = 1 \cdot 10^5 \text{ H/m}^2$ , давление кавитации  $p_c = 0,9999 \cdot 10^5 \text{ H/m}^2$ .

В табл. 2.2 приведены сравниваемые безразмерные характеристики смазочного слоя, полученные с помощью: интегрирования уравнения Рейнольдса (2.26) при граничных условиях СШ (2.27); решения уравнения (2.42) с использованием алгоритма Элрода; первой модификации алгоритма Элрода.

Установлено, что применение алгоритма Элрода уже при  $\chi > 0,7$  не позволяет получить результаты, поскольку границы, разделяющие активную область и область кавитации «плывут». Обнаружился следующий эффект: если после выполнения условия сходимости (2.67) продолжить итерационную процедуру, при этом периодически анализируя результаты после определенного фиксированного числа итераций, выявляется, что эти результаты различаются существенно, при этом получаемые результаты расчета осциллируют.

Применение первой модификации алгоритма сохранения массы смазочной жидкости каких-либо затруднений относительно обеспечения сходимости итерационной процедуры не выявило.

Табл. 2.2 свидетельствует о том, что наибольшие различия для различных вариантов расчета соответствуют значениям угла  $\gamma$ , безразмерного расхода смазки  $\bar{Q}_T$ , а также протяженности области кавитации.

Таблица 2.2 Характеристики смазочного слоя

Параметр	$\chi$						
	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	0,95	0,975
$So$	0,036 <sup>1)</sup>	0,129	0,311	0,856	5,027	13,02	30,25
	0,036 <sup>2)</sup>	0,127	0,303	0,818	*	*	*
	0,0305 <sup>3)</sup>	0,116	0,292	0,837	5,116	13,443	33,64
$\bar{p}_{\max}$	0,070	0,274	0,770	2,659	24,18	81,21	240,00
	0,069	0,268	0,745	2,51	*	*	*
	0,061	0,250	0,728	2,595	24,465	83,66	263,74
$\varphi_{\max}$ , рад	4,966	5,363	5,634	5,848	6,060	6,129	6,171
	4,962	5,354	5,621	5,829	*	*	*
	4,97	5,37	5,636	5,849	6,063	6,130	6,179
$\gamma$ , рад	1,450	1,207	0,964	0,713	0,435	0,303	0,227
	1,446	1,211	0,973	0,728	*	*	*
	1,128	1,080	0,885	0,672	0,396	0,288	0,205
$\bar{Q}_T$	0,047	0,143	0,239	0,336	0,435	0,460	0,473
	0,046	0,140	0,234	0,329	*	*	*
	0,034	0,100	0,159	0,212	0,279	0,243	0,230
$\varphi_p$ , град	15	15	11,25	11,25	7,5	3,75	3,75
	15	15	11,25	11,25	*	*	*
	15	15	15	11,25	7,5	7,5	3,75
$\varphi_e$ , град	165	165	165	165	161,25	161,25	161,25
	172,5	168,75	172,5	172,5	*	*	*
	217,5	225	225	232,5	228,75	243,75	247,5

<sup>1)</sup> – граничные условия Свифта-Штибера; <sup>2)</sup> – алгоритм Элрода; <sup>3)</sup> – первая модификация алгоритма Элрода; \* – решение не получено

При возрастании относительного значения эксцентрикитета  $\chi$  возрастают различия в величинах  $\bar{Q}_T$  и при  $\chi = 0,975$  (характерные значения для ГСТС форсированных ДВС) их значения, полученные интегрированием уравнения Рейнольдса применением граничных условий СШ, практически в два раза превышают значения, рассчитанные с использованием модификации алгоритма Элрода. Наблюдается превышение протяженности активной области смазочного слоя, рассчитанной с применением граничных условиях СШ по сравнению с полученной применением алгоритма сохранения массы. При этом значения координат разрыва  $\varphi_p$  смазочного слоя практически не различаются, а координаты угла восстановления различаются значительно.

## 2.6. Влияние на характеристики смазочного слоя макрографии поверхностей трения подшипников

При расчете реальных характеристик смазочного слоя ГСТС должны учитываться способы подачи смазки, т.е. необходим учет геометрии маслоподающих отверстий и канавок на поверхностях трения шеек коленчатого вала и вкладышей подшипника, из которых масло подается в смазочный слой, а также необходим учет координат расположения источников смазки.

Первая модификация алгоритма сохранения массы была применена для выполнения расчетов характеристик смазочного слоя статически нагруженного подшипника, с относительной шириной  $a = B/D = 1$ . На оси симметрии ( $\bar{z} = 0$ ) вкладышей подшипника выполнена кольцевая маслоподающая канавка, которая моделировалась граничным условием  $\bar{p}(\bar{z} = 0) = \bar{p}_s$ , где  $\bar{p}_s$  – безразмерное давление подачи смазки в канавке.

Рис. 2.6 свидетельствуют о значительных различиях результатов расчета протяженности области кавитации, полученных с применением модификации алгоритма сохранения массы и с помощью решения уравнения Рейнольдса, реализующего граничные условия СШ.

Необходимо отметить, что при увеличении  $\chi$  эти различия возрастают. Выполнено сравнение результатов расчета протяженностей области кавитации автора с результатами экспериментальных исследований Лундхольма [123] (рис. 2.7). Показано хорошее качественное совпадение с результатами расчета, полученными с использованием алгоритма сохранения массы, реализующего граничные условия ЯФО. Отметим, что при заданном давлении подачи  $\bar{p}_s$  и снижении  $\chi$  область давления возрастает. Рост  $\bar{p}_s$  отодвигает границу зоны кавитации от оси  $\bar{z} = 0$  к торцу подшипника.

Результаты расчета статически нагруженного подшипника, выполненные с использованием первой и второй модификаций алгоритма сохранения массы, практически не различаются, но время расчета с применением второй модификации значительно меньше, и в дальнейшем при расчете ГМХ ГСТС ДВС использовалась вторая модификация.

Второй расчетный пример, показывающий влияние источников смазки на характеристики смазочного слоя, заключается в решении задачи Серве [124, 125]. Для статически нагруженного подшипника с заданными размерами источника смазки на поверхности вкладышей (рис. 2.8), значениями  $\chi$  и  $p_s$  Серве определял положение линии центров (угол  $\delta$ ), при котором главный вектор сил ГД-давлений расположен вертикально, и угол  $\gamma$  из выражения (2.29) будет равен  $\delta$ . Давление подачи смазочного материала определялось волях  $\eta$  от коэффициента Зоммерфельда (безразмерного коэффициента нагруженности)  $So$ :  $\bar{p}_s = \eta So$ .

Для выполнения соотношений  $\delta = \gamma$  и  $\bar{p}_s = \eta So$  с заданными точностями  $\varepsilon_\gamma$  и  $\varepsilon_s$  были организованы две взаимосвязанные итерационные процедуры (рис. 2.9). Начальные значения  $\delta^0$  и  $So^0$  задавались равными соответственно  $\gamma$  и  $So$ , рассчитанными для статически нагруженного подшипника без источников смазки,  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_s = 0,001$ .

Задача решалась при двух типах граничных условий для давлений (СШ и ЯФО), параметры  $\chi, \eta$  варьировались. Источник смазки (маслоподающая канавка) располагалась как показано на рис. 2.8, ее протяженность составляла  $\varphi_K = 75^\circ$ , относительная ширина  $\bar{b}_K = b_K/B = 0,1$ . Относительная ширина подшипника принималась  $a = B/D = 1$ .

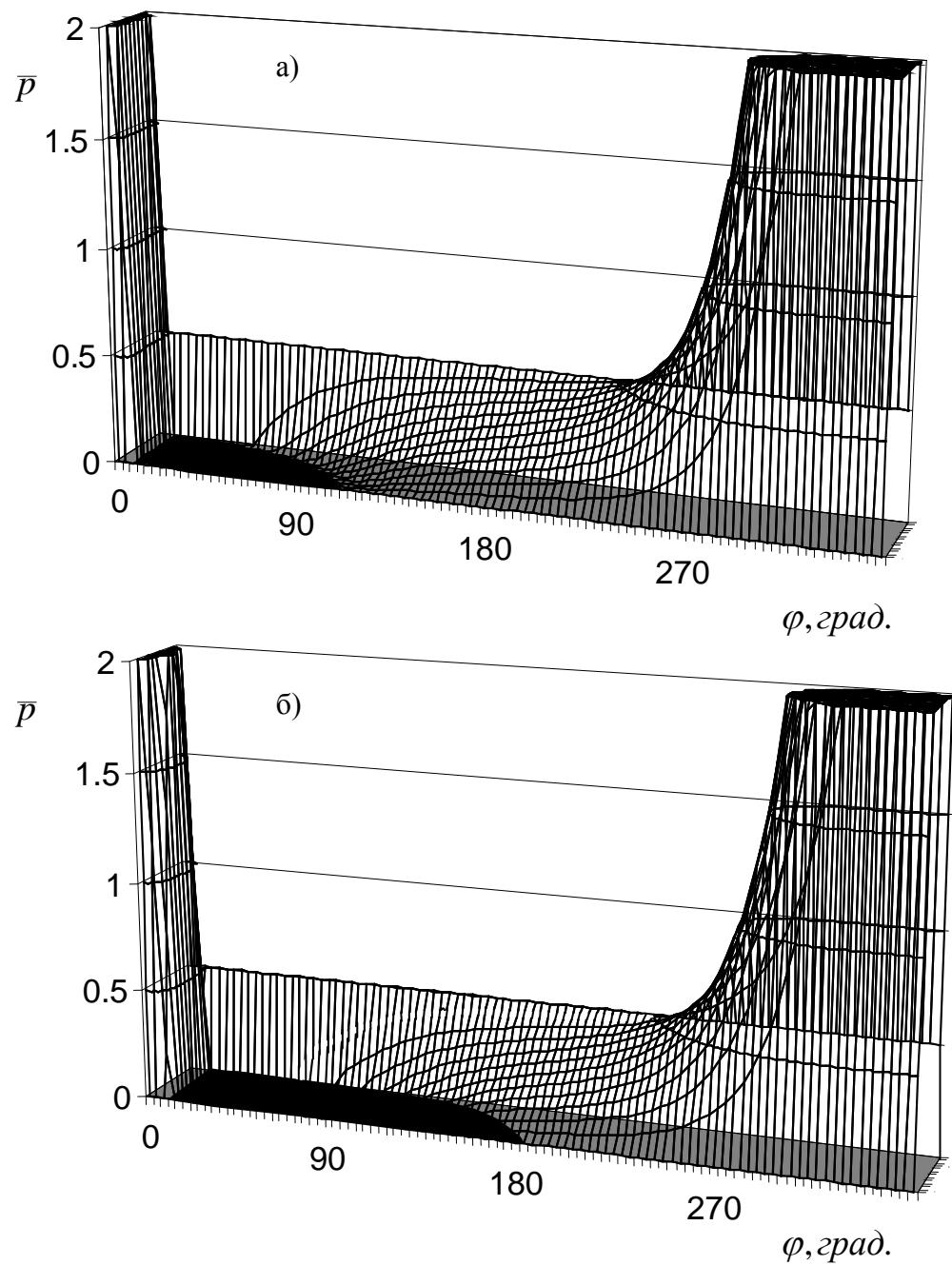


Рис. 2.6. Фрагмент эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое ( $\bar{p}_s = 0,5$ ;  $\chi = 0.95$ ):

а) граничные условия СШ; б) алгоритм сохранения массы

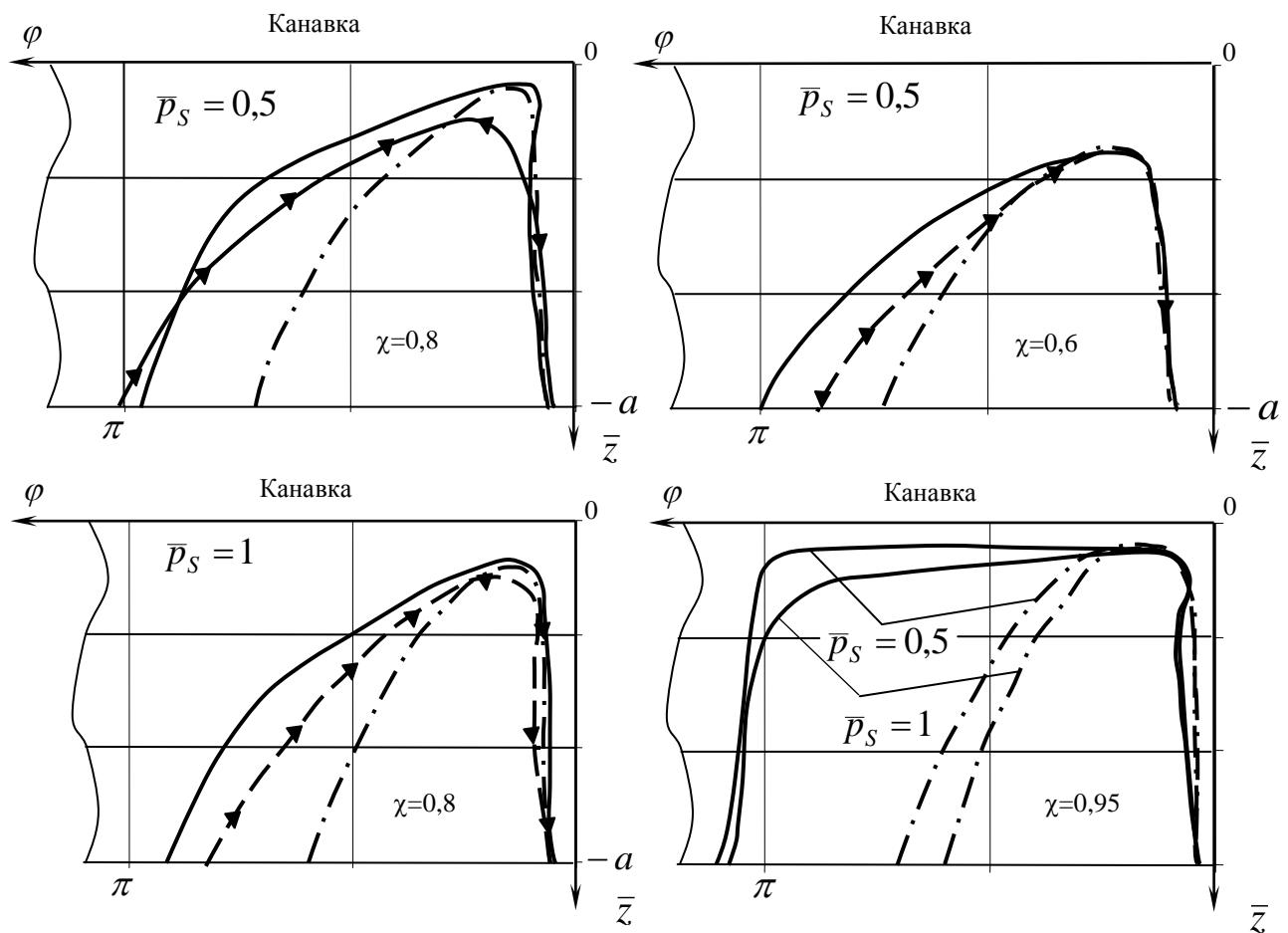


Рис. 2.7. Сравнение протяженностей активной области смазочного слоя и области кавитации:

— · · — — граничные условия СШ; — — — первая модификация алгоритма Элдрода; — → — — экспериментальные результаты Лундхольма

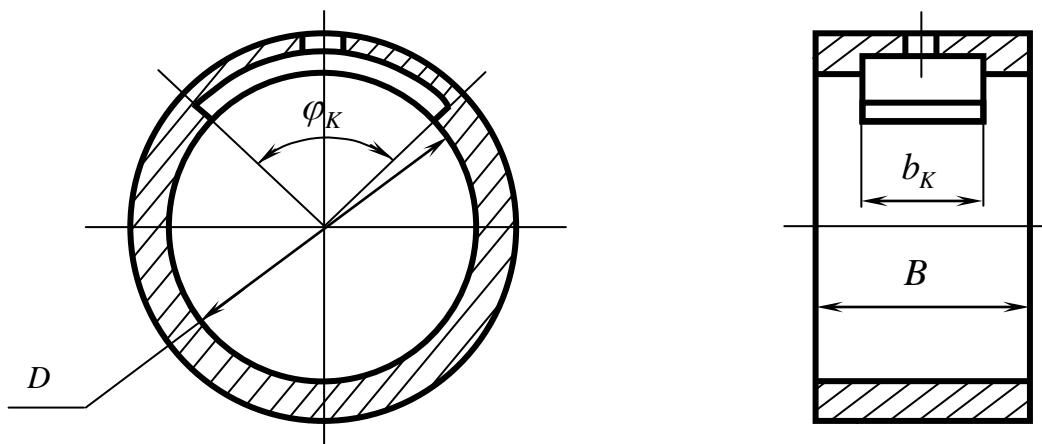


Рис. 2.8. К решению задачи Серве

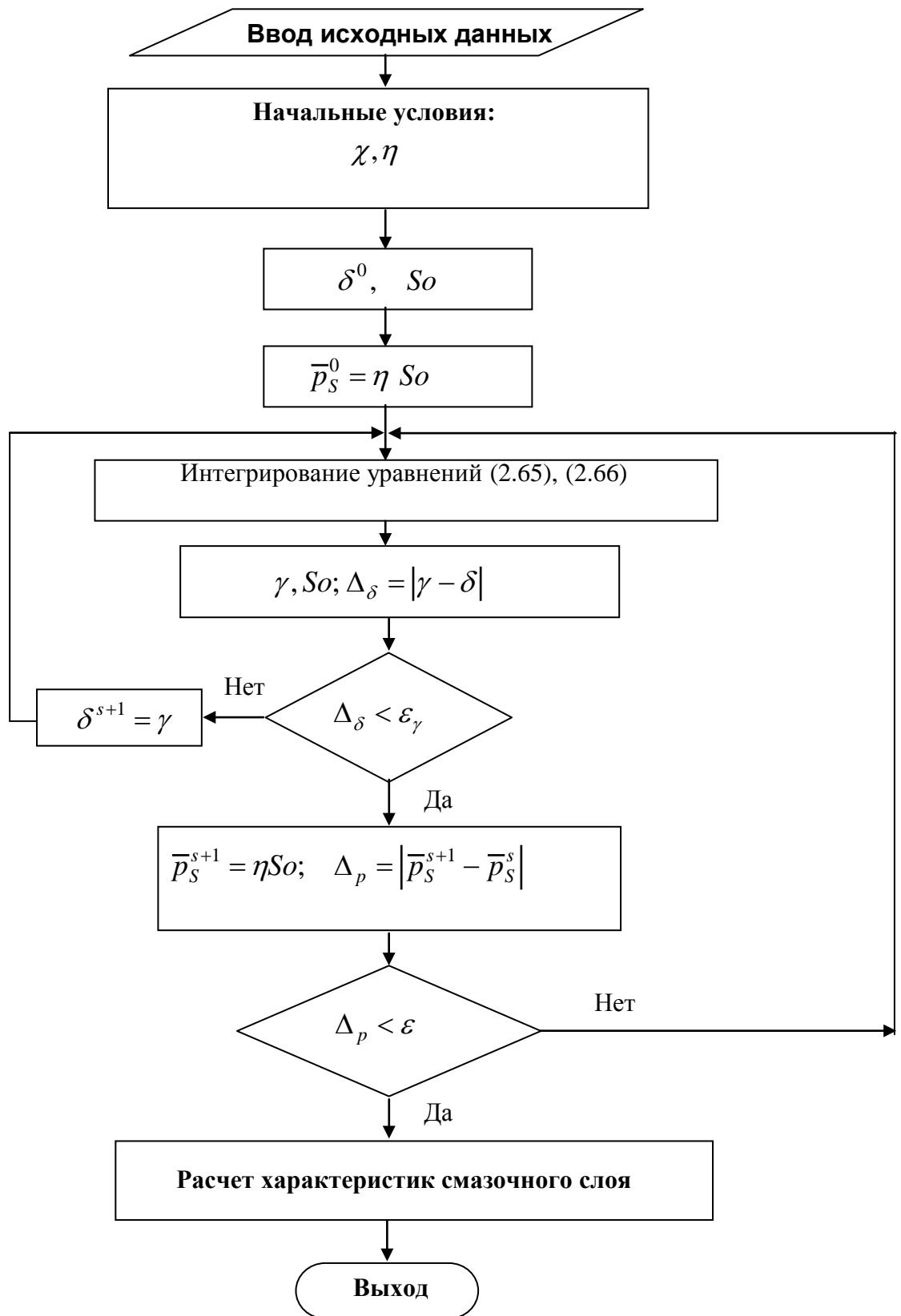


Рис. 2.9. Схема алгоритма решения задачи Серве

Полученные результаты расчетных исследований (табл. 2.3, рис. 2.10–2.11) демонстрируют близость расчетных значений максимального ГД-

давления  $\bar{p}_{\max}$ , а также параметра  $So$ , и заметных различиях в значениях безразмерного расхода смазки  $\bar{Q}_T$ , а также протяженности области кавитации. Кроме того, прослеживается влияние давления подачи. С увеличением  $p_s$  происходит уменьшение протяженности зоны кавитации. На основании анализа результатов табл. 2.3 можно сделать вывод о том, что при расчете поля ГД-давлений в смазочном слое ГСТС ДВС ( $\chi > 0,8...0,9$ ) применение алгоритма сохранения массы является обязательным. Об этом свидетельствуют и приведенные на рис. 2.12 наши теоретические и заимствованные из работы Серве экспериментальные зависимости  $\bar{Q}_T = f(So^{-1})$ , соответствующие следующим исходным данным:

$$B = D = 0,040\text{м}, \psi = 0,0017, \omega_0 = 314,15\text{c}^{-1}, \eta = 0,1, \bar{b}_K = 0,25, \varphi_K = 60^0.$$

Из рисунка следует, что расчетные значения безразмерного торцевого расхода смазки, полученные с применением алгоритма сохранения массы, практически совпадают с экспериментальными, в то время как применение граничных условий СШ завышает его значения в среднем на 20%.

Таблица 2.3. Характеристики смазочного слоя подшипника с источниками смазки

$\varphi_K = 75^0, \bar{b}_K = 0,1$								
$\chi$	$\eta$	$So$	$\gamma, \text{рад}$	$\bar{p}_{\max}$	$\varphi_{\max}, \text{рад}$	$\bar{Q}_T$	$\varphi_p$	$\varphi_e$
0,1	0,2	0,107 <sup>1)</sup>	1,338	0,207	6,256	0,031	108,7	138,7
		0,118 <sup>2)</sup>	1,463	0,223	0,120	0,042	120,0	135,0
	0,6	0,104	1,405	0,212	6,246	0,033	108,7	135,0
		0,110	1,474	0,224	0,119	0,043	112,5	138,7

Окончание табл. 2.3

$\chi$	$\eta$	$So$	$\gamma, rad$	$\bar{p}_{\max}$	$\varphi_{\max}, rad$	$\bar{Q}_T$	$\varphi_p$	$\varphi_e$
0,3	0,2	0,383	1,178	0,777	0,169	0,092	93,75	142,5
		0,398	1,257	0,809	0,289	0,129	97,5	146,2
	0,6	0,364	1,262	0,793	0,163	0,107	97,5	135,0
		0,365	1,291	0,811	0,287	0,134	101,2	138,7
0,5	0,2	0,850	1,006	1,948	0,269	0,161	82,5	142,5
		0,853	1,041	1,980	0,353	0,223	86,2	146,2
	0,6	0,786	1,095	1,976	0,265	0,223	82,5	135,0
		0,769	1,086	1,988	0,351	0,253	86,2	138,7
0,7	0,2	1,951	0,795	5,496	0,295	0,285	63,7	138,7
		1,929	0,803	5,497	0,336	0,353	67,5	122,5
	0,6	1,758	0,870	5,548	0,292	0,313	63,7	131,2
		1,710	0,845	5,529	0,335	0,515	67,5	135,0
0,9	0,2	7,939	0,486	34,26	0,225	0,585	41,25	123,7
		7,796	0,486	33,81	0,240	0,942	45,0	127,5
	0,6	7,079	0,534	34,66	0,224	0,605	41,25	123,7
		6,837	0,512	34,02	0,239	0,975	45,0	112,5
0,95	0,2	17,74	0,354	100,31	0,173	0,711	30,0	108,7
		17,02	0,360	96,06	0,184	1,004	33,75	112,5
	0,6	15,92	0,387	101,37	0,172	0,824	30,0	90,0
		14,85	0,378	96,69	0,184	1,084	33,75	93,75

<sup>1)</sup> – алгоритм сохранения массы; <sup>2)</sup> – граничные условия Свифта-Штибера

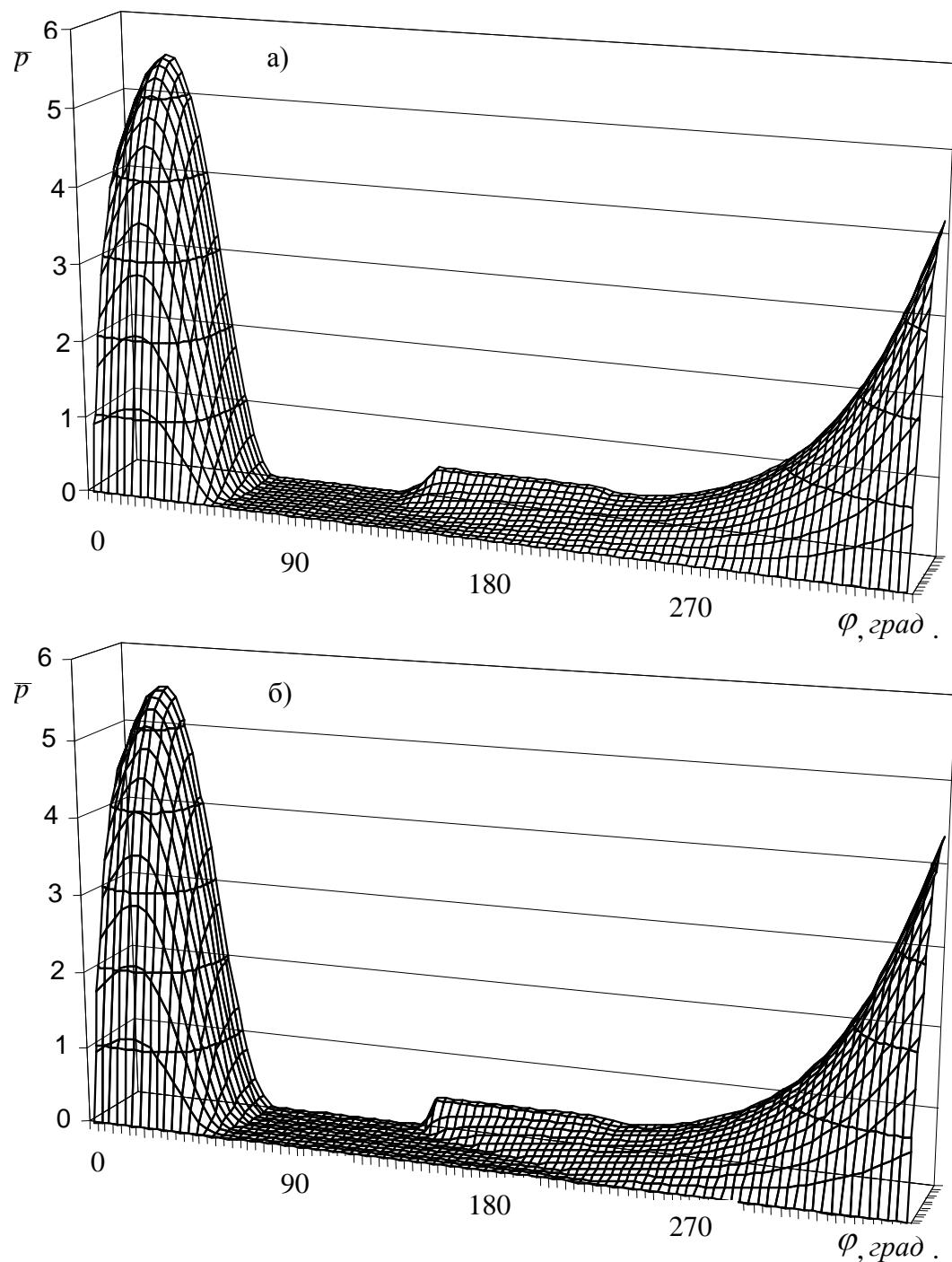


Рис. 2.10. Эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое

$(\chi = 0.7, \eta = 0.2)$ :

а) граничные условия СШ; б) алгоритм сохранения массы

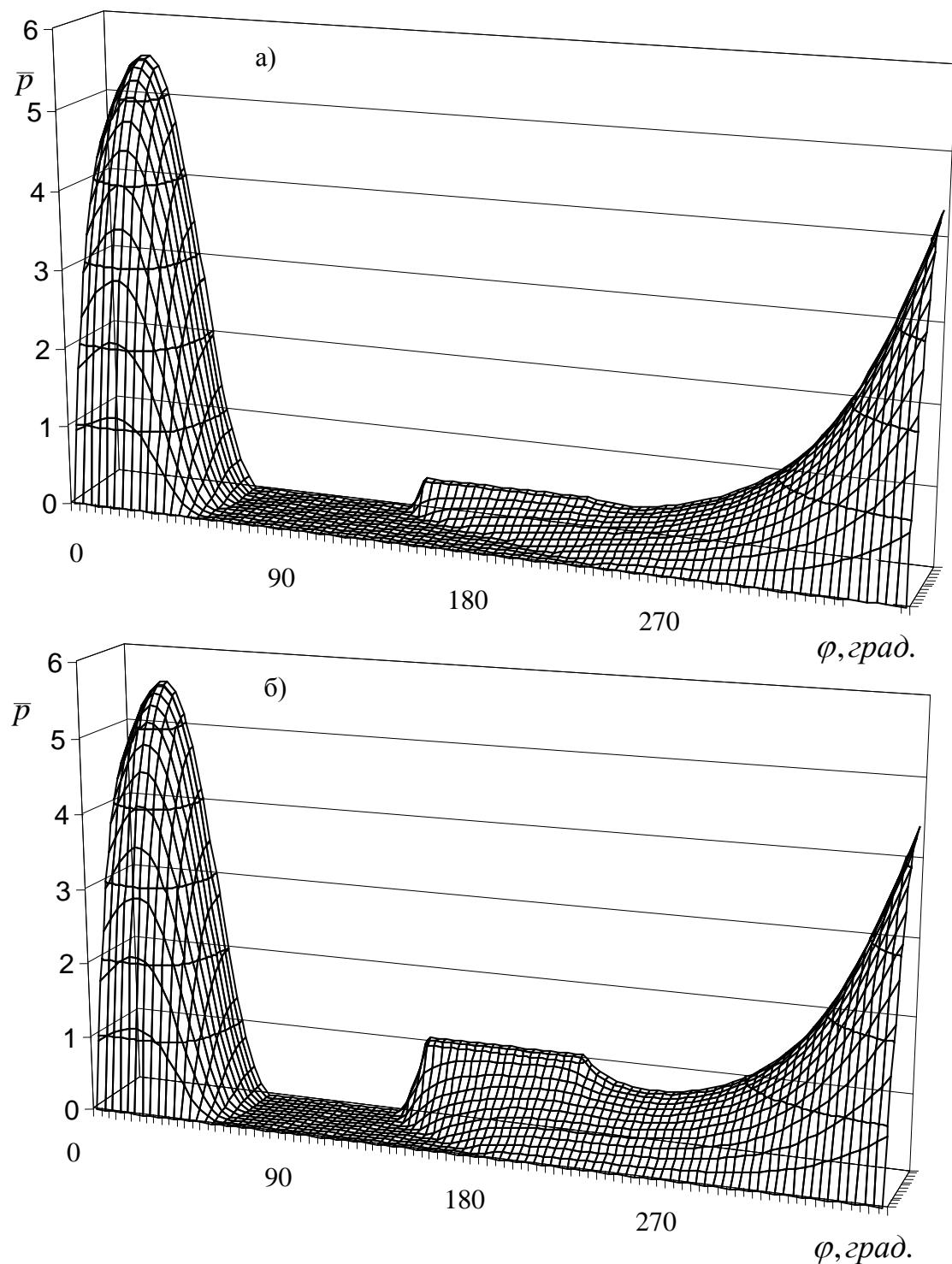


Рис. 2.11. Эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое  
(алгоритм сохранения массы,  $\chi = 0.7$ ):

а)  $\eta = 0.2$ ; б)  $\eta = 0.6$

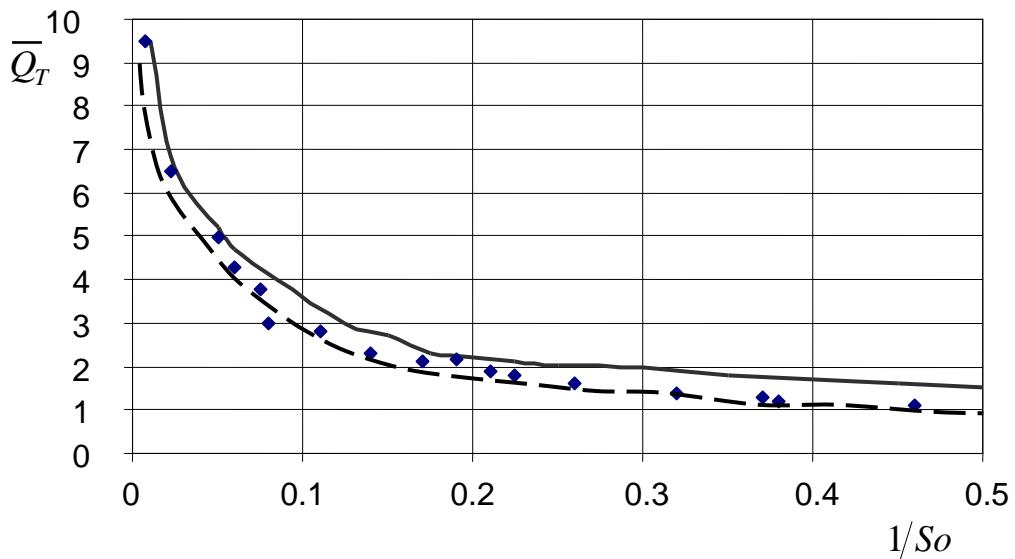


Рис. 2.12. Зависимость коэффициента торцевого расхода смазки от параметра  $1/So$ :

— граничные условия СШ; — — — — алгоритм сохранения массы;  
◆ — экспериментальные результаты

## 2.7. Учет реологических свойств смазочного материала

Компоненты вектора  $\bar{V}^*$  скорости элементарного объема неильтоновской смазки между движущимися поверхностями  $S_1$  и  $S_2$  (рис. 2.3) обозначим через  $U, V, W$ , векторы скоростей точек поверхностей через  $\bar{V}_i^*$ .

Приближенные уравнения движения в смазочном слое запишем в обычном виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y},\end{aligned}\tag{2.69}$$

где  $\rho$  – гидродинамическое давление,  $\tau$  – напряжение сдвига.

Рассмотрим класс нелинейных вязкоупругих жидкостей Максвелла, реологические свойства которых описываются уравнениями [1]:

$$\begin{aligned}\tau_{xy} + \lambda \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} &= \mu^* \frac{\partial U}{\partial y}; \\ \tau_{yz} + \lambda \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial t} &= \mu^* \frac{\partial W}{\partial y}.\end{aligned}\tag{2.70}$$

Здесь  $\lambda$  – время релаксации, характеризующее запаздывание по времени  $t$  изменений касательных напряжений  $\tau$  при изменениях скоростей сдвига;  $\mu^*$  – кажущаяся вязкость смазочного материала, определяемая в одномерном случае, как отношение напряжения сдвига в точке смазочного слоя к скорости сдвига.

С приемлемой для инженерных задач точностью  $\mu^*$  можно аппроксимировать степенным законом [126, 127]:

$$\mu^* = \mu I_2^{(n-1)/2},\tag{2.71}$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости смазки, являющейся функцией температуры смазочного слоя  $T(x, y, z)$ ;  $n$  – параметр степенного закона;  $I_2$  – второй инвариант тензора скоростей деформаций:

$$I_2 \approx \left( \frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2.\tag{2.72}$$

Дифференцируя (2.70) по  $y$  получаем

$$\begin{aligned}\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \lambda \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu^* \frac{\partial U}{\partial y} \right); \\ \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \lambda \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} \right) &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu^* \frac{\partial W}{\partial y} \right).\end{aligned}\tag{2.73}$$

Подстановкой (2.73) в (2.70) находим

$$\begin{aligned}
\frac{\partial p'}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu^* \frac{\partial U}{\partial y} \right); \\
\frac{\partial p'}{\partial y} &= 0; \\
\frac{\partial p'}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu^* \frac{\partial W}{\partial y} \right),
\end{aligned} \tag{2.74}$$

где

$$p'(t) = p + \lambda \frac{\partial p}{\partial t}. \tag{2.75}$$

Интегрируя (2.75), получаем уравнение

$$p = p(t = t_0) e^{-(t-t_0)/\lambda} + \frac{1}{\lambda} e^{-t/\lambda} \int_{t_0}^t e^{t'/\lambda} p'(t') dt, \tag{2.76}$$

с помощью которого определяется поле давлений  $p(x, z, t)$  при известном из решения системы (2.74) поле  $p'(x, z, t)$ .

Дважды интегрируя первое и третье уравнения системы (2.74) и определив, используя условия (2.33) постоянные интегрирования, получаем

$$\begin{aligned}
U &= \frac{\phi_{0y}}{\phi_0} \omega_{21} r + \left( \phi_{1y} - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_{0y} \right) \frac{1}{r} \frac{\partial p'}{\partial \varphi}, \\
W &= \left( \phi_{1y} - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_{0y} \right) \frac{\partial p'}{\partial z};
\end{aligned} \tag{2.77}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial U}{\partial y} &= \frac{1}{\mu^*} \left[ \frac{\omega_{21} r}{\phi_0} + \frac{1}{r} \left( y - \frac{\phi_1}{\phi_0} \right) \frac{\partial p'}{\partial \varphi} \right], \\
\frac{\partial W}{\partial y} &= \frac{1}{\mu^*} \left( y - \frac{\phi_1}{\phi_0} \right) \frac{\partial p'}{\partial z}.
\end{aligned} \tag{2.78}$$

Здесь обозначено:

$$\phi_{ky} = \int_{h_1}^y y^k / \mu^* dy, \quad \phi_k = \int_{h_1}^{h_2} y^k / \mu^* dy, \quad k = 0, 1, \dots \tag{2.79}$$

Представим известное уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W) = 0,$$

где  $\rho = \rho(x, z, t)$  – плотность смазки, в интегральной форме, для чего проинтегрируем его в пределах от  $h_1$  до  $h_2$ :

$$\int_{h_1}^{h_2} \frac{\partial \rho}{\partial t} dy + \int_{h_1}^{h_2} \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) dy + \int_{h_1}^{h_2} \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) dy + \int_{h_1}^{h_2} \frac{\partial}{\partial z}(\rho W) dy = 0, \quad (2.80)$$

Применяя правило Лейбница дифференцирования интеграла по параметру

$$\int_{h_1}^{h_2} \frac{\partial}{\partial x} f(x, y, z) dy = \frac{\partial}{\partial x} \int_{h_1}^{h_2} f(x, y, z) dy - f(x, h_2, z) \frac{\partial h_2}{\partial x} + f(x, h_1, z) \frac{\partial h_1}{\partial x},$$

приведем уравнение (2.80), полагая, что  $\rho$  не зависит от  $y$ , к виду

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} - \rho \left( U_2 \frac{\partial h_2}{\partial x} - U_1 \frac{\partial h_1}{\partial x} \right) + \rho (V_2 - V_1) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho q_x) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho q_z) = 0, \quad (2.81)$$

где через

$$q_x = \int_{h_1}^{h_2} V_x dy, \quad q_z = \int_{h_1}^{h_2} V_z dy \quad (2.82)$$

обозначены объёмные расходы смазки через сечения единичной протяженности в направлении координат  $x$  и  $z$ .

Приняв во внимание, что как следует из (2.79),

$$\int_{h_1}^{h_2} \phi_{ky} dy = y \phi_{ky} \Big|_{h_1}^{h_2} - \int_{h_1}^{h_2} y \frac{\partial \phi_{ky}}{\partial y} dy = h \phi_k - \phi_{k+1},$$

подстановкой (2.77) в (2.82) находим:

$$\begin{aligned} q_x &= h \left[ \left( 1 - \frac{\phi_1}{h \phi_0} \right) \omega_{21} r \right] - \left( \phi_2 - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_1 \right) \frac{\partial p'}{\partial x}; \\ q_z &= - \left( \phi_2 - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_1 \right) \frac{\partial p'}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.83)$$

Учитывая, что согласно (2.33)

$$\rho \left( V_2 - U_2 \frac{\partial h_2}{\partial x} \right) - \rho \left( V_1 - U_1 \frac{\partial h_1}{\partial x} \right) = \rho \frac{\partial h}{\partial t},$$

подстановкой (2.83) в (2.81) получаем обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонком слое неньютоновской смазки, разделяющем произвольно движущиеся поверхности:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \left( \phi_2 - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_1 \right) \rho \frac{\partial p'}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \left( \phi_2 - \frac{\phi_1}{\phi_0} \phi_1 \right) \rho \frac{\partial p'}{\partial z} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial \varphi} + \left[ \left( 1 - \frac{\phi_1}{h \phi_0} \right) \omega_{21} \rho h \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h). \end{aligned} \quad (2.84)$$

Как показано в работе [128], при скорости вращения цапфы, не превышающей 10000 об/мин и времени релаксации  $\lambda < 10^{-3}$  с, второй инвариант тензора скоростей деформации можно принять равным  $I_2 = 2|\partial U / \partial y|^2$ , полагая в (2.72)  $\partial U / \partial y \approx \partial W / \partial y$ . Тогда при  $n = 0,9 \dots 0,97$  и  $2^{(n-1)/2} \approx 1$  степенной закон (2.71) упрощается до вида:

$$\mu^* = \mu |\partial V_x / \partial y|^{n-1}, \quad (2.85)$$

Введём безразмерные величины  $\bar{y} = y/h$ ,  $\bar{h} = h/h_0^*$ ,  $\psi = h_0^*/r$ ,  $\bar{U} = U/\omega_0 r$ ,  $\bar{W} = W/\omega_0 r$ ,  $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$ , где  $h_0^*$  – характерная толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы,  $\omega_0$  – характерная угловая скорость цапфы,  $\mu_0$  – характерная вязкость, и представим зависимость (2.85) в виде

$$\mu^* = \bar{\mu} \cdot \mu_0 \cdot \left( \frac{\omega_0}{\psi} \right)^{n-1} \frac{1}{\bar{h}^{n-1}} \left| \frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{y}} \right|^{n-1},$$

или

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \left| \frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{y}} \right|^{n-1}. \quad (2.86)$$

Здесь  $\bar{\mu}^* = \mu^* \bar{h}^{n-1} / \mu_0$ , где  $\mu_0^* = \mu_0 (\omega_0 / \psi)^{n-1}$  – характерная кажущаяся вязкость неньютоновской смазки.

Обозначив  $\bar{\phi}_k = \int_0^1 \bar{y}^k / \bar{\mu}^* d\bar{y}$  и учитывая, что

$$\phi_2 = \bar{\phi}_2 \cdot h_0^{*3} \bar{h}^{n+2} / \mu_0, \quad \phi_1 = \bar{\phi}_1 \cdot h_0^{*2} \bar{h}^{n+1} / \mu_0, \quad \phi_0 = \bar{\phi}_0 \cdot h_0^* \bar{h}^n / \mu_0, \quad (2.87)$$

представим уравнение (2.84) в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[ \bar{\Phi}_1 \bar{\rho} \bar{h}^{n+2} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \varphi} \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \bar{\Phi}_1 \bar{\rho} \bar{h}^{n+2} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{\Phi}_2 \bar{\rho} \bar{h} \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (2.88)$$

Здесь  $\bar{z} = 2z/B$ ,  $-1 \leq \bar{z} \leq 1$ ,  $a = B/2r$ ,  $\bar{t} = \omega_0 t$ ,  $\bar{p} = (p' - p_a) \psi^2 / \mu_0^* \omega_0$ ,  $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$ ,  $\rho_0, p_a$  – характерная плотность смазки, атмосферное давление;

$$\bar{\Phi}_1 = \left( \bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \bar{\phi}_1 \right), \quad \bar{\Phi}_{21} = \left( 1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\omega}_{21}, \quad (2.89)$$

где  $\bar{\omega}_{21} = \omega_{21} / \omega_0$ .

Безразмерную толщину смазочного слоя и ее производные определим, используя (1.3–1.6), формулами

$$\bar{h} = \bar{\Delta}_0 - \chi \cos(\varphi - \delta) + \bar{h}_\Delta, \quad \bar{h}_\Delta = (\bar{\Delta}_1 - \bar{\Delta}_2); \quad (2.90)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} = \chi \sin(\varphi - \delta) + \frac{\partial \bar{h}_\Delta}{\partial \varphi}, \quad \frac{\partial \bar{h}_\Delta}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{\Delta}_1 - \bar{\Delta}_2); \quad (2.91)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta) + \bar{\omega}_{21} \frac{\partial \bar{\Delta}_2}{\partial \varphi}, \quad (2.92)$$

где  $\bar{\Delta}_0 = \Delta_0 / h_0^*$ ,  $\chi = e / h_0^*$  – относительный эксцентриситет,  $\dot{\chi} = \partial \chi / \partial \bar{t}$ ,  $\dot{\delta} = \partial \delta / \partial \bar{t}$ ,  $\bar{\Delta}_i = \Delta_i / \Delta_0$ .

В безразмерном виде уравнения (2.77) и (2.78) записываются как

$$\begin{aligned} \bar{U} &= \frac{\bar{\phi}_{0y}}{\bar{\phi}_0} \bar{\omega}_{21} + \left( \bar{\phi}_{1y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \bar{\phi}_{0y} \right) \bar{h}^{n+1} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \varphi}, \\ \bar{W} &= \left( \bar{\phi}_{1y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \bar{\phi}_{0y} \right) \bar{h}^{n+1} \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \bar{z}}; \end{aligned} \quad (2.93)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{y}} &= \frac{1}{\bar{\mu}^*} \left[ \frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\phi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left( \bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \varphi} \right], \\ \frac{\partial \bar{W}}{\partial \bar{y}} &= \frac{1}{\bar{\mu}^*} \bar{h}^{n+1} \left( \bar{y} - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{1}{a} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial \bar{z}}.\end{aligned}\quad (2.94)$$

Вторая модификация алгоритма Элрода с учетом реологических свойств смазочного материала, в конечном итоге, запишется в виде:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \bar{\Phi}_1 \bar{h}^{n+2} \frac{\partial(g\Pi)}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a^2} \left( \bar{\Phi}_1 \bar{h}^{n+2} \frac{\partial(g\Pi)}{\partial \bar{z}} \right) &= \\ = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ \bar{\Phi}_2 \bar{h} [1 + (1-g)\Pi] \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{h} [1 + (1-g)\Pi]) &.\end{aligned}\quad (2.95)$$

Здесь функции  $\Phi_1, \Phi_2$  описывают реологические свойства смазочного материала и определяются из уравнений (2.89);  $E[\bar{H}] = \int_{-\infty}^{\infty} [\bar{H}] f(x) dx$ , где  $f(x)$

– плотность распределения случайной величины  $x$ , в качестве которой выступают параметры шероховатости поверхности. Функции  $F, \Gamma, G$  для случаев наличия продольной, однородной и поперечной шероховатостей определяются формулами [137, 17]:

$$\begin{aligned}F: \quad E(\bar{H}^3), \quad E(\bar{H}^3), \quad 1/E(\bar{H}^{-3}); \\ \Gamma: \quad 1/E(\bar{H}^{-3}), \quad E(\bar{H}^3), \quad E(\bar{H}^3); \\ G: \quad E(\bar{H}), \quad E(\bar{H}), \quad E(\bar{H}^{-2})/E(\bar{H}^{-3}).\end{aligned}\quad (2.96)$$

В уравнении (2.95)  $\Pi = p'$ ,  $g = 1$  в области давлений ( $\Pi \geq 0$ );  $\Pi = (\theta - 1)$ ,  $g = 0$  в области кавитации ( $\Pi < 0$ ).

## 2.8. Моделирование контактного взаимодействия поверхностей трения подшипников скольжения с учетом нерегулярной геометрии

Взаимодействие поверхностей трения с нерегулярной геометрией (шероховатых поверхностей) определяет многие процессы в электротехнике, теплотехнике (передача электрической и тепловой энергии через подвижные

и неподвижные контакты), процессы контактного взаимодействия, трения, смазки и износа в машиностроении, автомобильной промышленности, в особенности, в двигателестроении [129-132], которые определяют работоспособность и ресурс основных трибосопряжений узлов и агрегатов.

Характеристики взаимодействия зависят от многих факторов, в первую очередь, от микрогоометрии поверхностей, физических характеристик материалов, а также режимных и силовых факторов [133, 134]. Рельеф шероховатой поверхности представляет случайную по пространству функцию. Вопросы взаимодействия контактирующих поверхностей наиболее активно рассматриваются в механике, [133, 135] и обусловлены процессами трения и изнашивания. Поскольку процесс взаимодействия является сложным процессом физико-химической и молекулярной механики и описать его без разумных упрощений не удается в используемых моделях применяют различные допущения [135, 136, 137]. Признается, что существующие методы не являются совершенными, и работа в этом направлении продолжается.

Для описания процессов, происходящих в смазочном слое трибосопряжений форсированных поршневых ДВС необходимо ввести учет наличия смешанного и граничного режимов трения, которые фактически являются определяющими при оценке интенсивности изнашивания поверхностей трения.

Один из подходов учета нерегулярной геометрии при расчете ГСТС ДВС заключается в решении обобщенного уравнения Рейнольдса для шероховатых поверхностей [137, 17], которое интегрируется при граничных условиях СШ.

Наиболее точным и адекватно описывающим условие неразрывности смазочной пленки и учитывающим неильтоновские свойства смазочного материала, и нерегулярность геометрии контактирующих поверхностей трения является модифицированное уравнение (2.95), записанное для радиального подшипника, однако, при решении этого уравнения не

учитывается эволюция распределений высот микрорельефа контактирующих поверхностей трибосопряжений во времени.

С учетом этого в работе предлагается комплексная методика, позволяющая оценивать режимы трения трибосопряжений ДВС, включающая в себя методику моделирования работы трибосопряжения в гидродинамическом режиме с учетом процессов, происходящих в области кавитации, т.е. реализующую алгоритм сохранения массы, а также методику контактного взаимодействия, характерную для смешанного и граничного режимов трения, и позволяющую описать эволюцию изменения шероховатости поверхностей во времени. Такой подход позволит достоверно оценить процессы, происходящие в смазочном слое гидродинамических подшипников и учесть влияние изменения топографии поверхностей на трибологические параметры сопряжений ДВС.

### 2.8.1. Общий подход

Процесс трения представляет собой сложное переплетение физико-химических процессов, комплексный учет которых в модели практически невозможен. Кроме того, отсутствует строгая универсальная теория, позволяющая подробно описать все параметры, характеризующие процесс трения, с учетом многообразия материалов ГСТС, моторных масел и внешних факторов, в которых эксплуатируются поршневые и комбинированные ДВС. В связи с этим, исследователями разрабатываются, так называемые, идеализированные модели трения, которые позволяют решать задачи расчета характеристик процессов трения и изнашивания, в том числе, для сложнонагруженных трибосопряжений ДВС.

При разработке модели смешанного и граничного трения двух контактирующих шероховатых поверхностей ГСТС ДВС были приняты допущения:

1. Для топографии поверхностей:

а) выступы поверхностей имеют форму полусфер различного радиуса, расположенных на различных высотах;

б) выступы рассредоточены на поверхности равномерно;

2. Для нормальных и тангенциальных сил в контакте выступов:

а) при контакте выступы могут деформироваться упруго, упруго-пластично и пластиично, образовывая области контакта;

б) в областях контакта действуют нормальные и тангенциальные деформационные силы, определяемые деформацией выступов;

в) в областях контакта действуют тангенциальные молекулярные силы, являющиеся результатом межмолекулярного взаимодействия, деформационные тангенциальные силы в расчетах не учитываются;

г) взаимное влияние сил, действующих в соседних областях контакта, отсутствует;

3. Для процесса изнашивания:

а) в контакте может происходить оттеснение (срезание) выступов;

б) образовавшиеся в результате разрушения частицы материала выносятся из

контакта смазочным материалом, их влияние в расчетах не учитывается;

4. В отношении свойств материалов и внешних факторов:

а) свойства материалов и внешние условия трения изотропны по контактирующим поверхностям ГСТС;

б) в процессе трения физико-химические свойства материалов поверхностей

не изменяются;

5. Изменение контактирующих поверхностей трибосопряжений в процессе трения:

а) физические свойства материалов, строение и химический состав не изменяются в процессе трения;

б) выступы в процессе трения могут изменять высоту и радиус.

В моменты возникновения смешанного и граничного трения происходит изменение нерегулярности (шероховатости) поверхностей и, как следствие, изменение характеристик трения во времени. Необходимо отметить, что с течением времени параметры шероховатости поверхностей приобретают регулярный характер. Это ведет к установлению на определенном уровне значений характеристик трения и возникновения стационарного (равновесного) режима трения, что характеризуется переходом к гидродинамическому режиму трения (критерий перехода будет приведен ниже). Для изучения трансформации шероховатости поверхностей, характеристик трения с течением времени, а также исследования стационарных режимов трения, предлагается феноменологическая модель механического взаимодействия поверхностей ГСТС ДВС.

В процессе взаимодействия шероховатых поверхностей происходит такое явление, как массовый контакт выступов, при этом они оказывают взаимное воздействие друг на друга, в результате чего происходит взаимная деформация и разрушение выступов, которые приводят к изменению формы и размеров выступов. Описать точно изменение выступов при взаимодействии не представляется возможным, однако, располагая приближенным описанием, возможно создать модель механического взаимодействия выступов. Для этого модельные поверхности представим в виде совокупностей выступов, взаимодействие которых между собой происходит в соответствии с принятыми в модели механизмами контактного взаимодействия поверхностей в процессе смешанного и граничного режимов трения.

В основополагающей работе [138], посвященной особенностям контактной задачи, рассмотрены важные вопросы, касающиеся распределения вершин выступов по высоте, упругие характеристики шероховатого слоя, а также дискретность контакта.

На основе положений работы [138] смоделируем поверхности: пусть контактирующие поверхности находятся в декартовой системе координат и

направление их относительного движения совпадает с положительным направлением оси  $OX$ . Выделим на поверхности полосы, ориентированные вдоль направления движения, ширина которых составляет величину  $\Delta y$ , которая выбирается с учетом шаговых параметров шероховатости. Каждая полоса разделена по длине на равномерные участки  $\Delta x$ , соответствующих величине среднего шага выступов продольной шероховатости. В пределах каждого участка установим сферический выступ (элемент), характеризующийся случайными высотой и радиусом кривизны вершины выступа (рис. 2.14). Поскольку все полосы изотропны, будем рассматривать только пары противолежащих полос.

Относительное перемещение шероховатых поверхностей представим в виде дискретного циклического сдвига элементов одной поверхности относительно другой, при этом при сдвиге элементов поверхности в направлении оси  $OX$  последний элемент становится первым (рис. 2.14). Время, за которое происходит сдвиг на один элемент, определяется как  $\Delta t = \frac{\Delta x}{V}$ , где  $V$  – скорость относительного движения поверхностей друг относительно друга. Время определим как дискретную величину  $t = \Delta t \cdot n$ , измеряемую числом сдвигов  $n$ .

Обозначим контактирующие поверхности через  $\xi$  и  $\eta$  (рис. 2.14). В качестве  $M$  будем определять общее число участков на одной полосе поверхности от 1 до  $M$ . Пусть  $(\xi_1(n), \dots, \xi_M(n))$  обозначает вектор высот элементов полосы поверхности  $\xi$  в момент сдвига  $n$  ( $\xi_k(n)$  описывает высоту элемента полосы поверхности  $\xi$ , относящегося к участку с номером  $k$  в момент сдвига  $n$ ). Вектор  $(\eta_1(n), \dots, \eta_M(n))$  отражает значения уровней элементов в момент  $n$  полосы поверхности  $\eta$ , где  $\eta_k(n)$  описывает уровень элемента полосы поверхности  $\eta$ , относящегося к участку с номером  $k$  в момент времени  $n$ ).

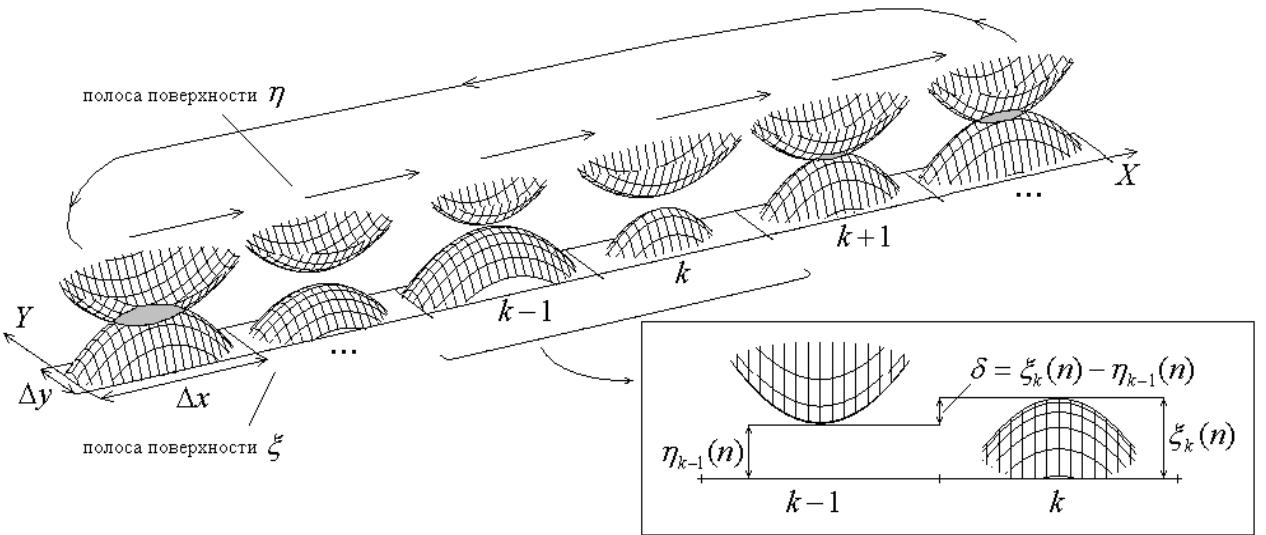


Рис. 2.14. Полосы модельных поверхностей, схема циклического сдвига

Рассмотрим контактное взаимодействие элементов поверхностей на  $k$ -ом участке. Полагаем, что в момент времени  $n$  высота элемента поверхности  $\xi$  на  $k$ -ом участке равна  $\xi_k(n)$ , а уровень элемента поверхности  $\eta$  на участке с номером  $k-1$  равна  $\eta_{k-1}(n)$  (рис. 2.14). При сдвиге элемента поверхности  $\eta$  переместится с участка  $k-1$  на участок  $k$ . Если уровень  $\eta_{k-1}(n)$  окажется больше высоты  $\xi_k(n)$ , то элементы не контактируют, при величине уровня  $\eta_{k-1}(n)$  большем, чем высота  $\xi_k(n)$ , – возникает контактное взаимодействие элементов. Во втором случае элементы деформируются и это может стать причиной разрушения одного или обоих элементов. Деформация и разрушение образуют механическое взаимодействие, которое является причиной изменения высот элементов.

Значения высот после сдвига и возможного их взаимодействия в общем виде может быть описано функциями преобразования  $\Psi$  и  $\Phi$ :

$$\xi_k(n+1) = \Psi(\xi_k(n), \eta_{k-1}(n)), \quad (2.97)$$

$$\eta_k(n+1) = \Phi(\xi_k(n), \eta_{k-1}(n)), \quad (2.98)$$

$$k = \overline{1, M}, \quad \eta_0(n) = \eta_M(n)$$

Выражение (2.97) показывает, что высота  $\xi_k(n+1)$  элемента поверхности  $\xi$  на участке  $k$  в момент времени  $n+1$  определяется высотой  $\xi_k(n)$  этого же

элемента в текущий момент времени  $n$ , а также уровнем высоты  $\eta_{k-1}(n)$  элемента поверхности  $\eta$  на участке  $k-1$  в момент  $n$ . Выражение (2.98) определяет аналогичные условия для значения уровней элементов поверхности  $\eta$  в момент  $n+1$ .

Следует отметить, что соотношения (2.97–2.98) учитывают только изменения высот элементов, но результат взаимодействия может определяться также другими случайными величинами, в частности, радиусами кривизны взаимодействующих элементов выступов. Помимо этого, результат взаимодействия может зависеть от других случайных факторов, в частности, разрушения элементов, следовательно, в общем случае, функции преобразования  $\Psi$  и  $\Phi$  следует считать случайными и их детализация может производиться в результате реализации различных схем механического взаимодействия контактирующих поверхностей ГСТС ДВС.

### 2.8.2. Модель усталостного разрушения

В схеме взаимодействия очевидно должны присутствовать основные факторы, вызывающие изменение поверхностей в процессе трения, – деформация и разрушение [41]. Рассмотрим представление деформации и разрушения в принятой в данной работе схеме взаимодействия на примере взаимодействия элементов на участке  $k$  (рисунок 3.2). На рисунке 2.15 выделены три этапа: до контакта элементов (а), контакт элементов (б) и после контакта элементов (в).

Пусть до контакта (а) высота элемента поверхности  $\xi$  на участке  $k$  есть  $\xi_k = \xi_k(n)$ , уровень высоты элемента поверхности  $\eta$  на участке  $k-1$  есть  $\eta_{k-1} = \eta_{k-1}(n)$ . Введем величину контактного пересечения  $\delta = \xi_k - \eta_{k-1}$ .

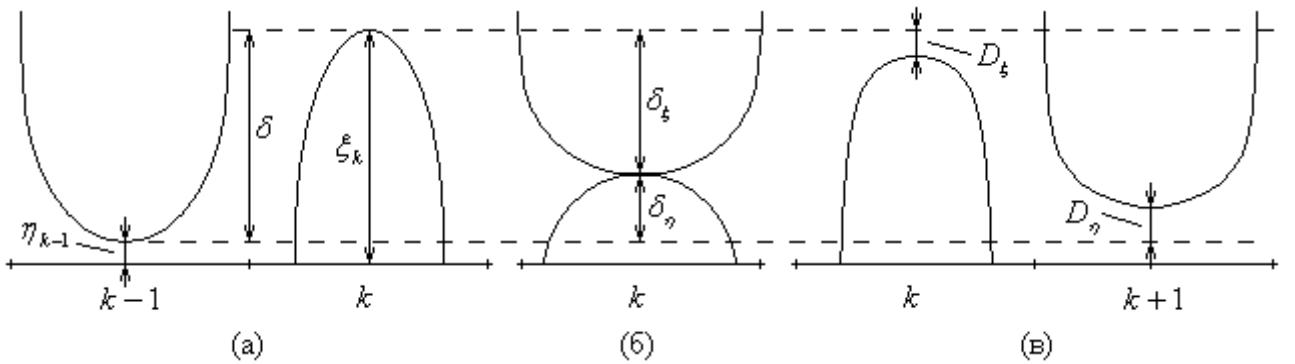


Рисунок 2.15. Деформация элементов при взаимодействии

При контакте (б) элементы деформируются на величины  $\delta_\xi$  и  $\delta_\eta$ , причем величина  $\delta$  определяет сумму деформаций,  $\delta = \delta_\xi + \delta_\eta$ . Величины деформаций  $\delta_\xi$  и  $\delta_\eta$  непосредственно зависят от радиусов кривизны элементов, и поскольку радиусы являются величинами случайными, то и сами деформации  $\delta_\xi$  и  $\delta_\eta$  следует считать случайными величинами. Поскольку величины  $\delta_\xi$  и  $\delta_\eta$  связаны равенством  $\delta = \delta_\xi + \delta_\eta$  для их определения достаточно располагать лишь распределением величины  $\delta_\xi$ . Варианты распределения  $\delta_\xi$  представлены на рис. 2.16: если свойства поверхностей (физические свойства материалов и распределения радиусов кривизн) различаются несущественно, то допустимым является «симметричное» распределение, если свойства поверхностей различаются существенно и удается выделить наиболее вероятное отношение деформаций  $\delta_\xi / \delta_\eta$ , то допустимым является асимметричное распределение.

После контакта (в) элементы восстанавливаются, однако, поскольку материалы элементов не обладают идеальными свойствами, то имеют место остаточные деформации  $D_\xi$  и  $D_\eta$ . Предположительно, остаточные деформации  $D_\xi$  и  $D_\eta$  зависят от величин деформации  $\delta_\xi$  и  $\delta_\eta$  соответственно, так что  $D_\xi = D_\xi(\delta_\xi)$  и  $D_\eta = D_\eta(\delta_\eta)$ . Характерный вид функций  $D_\xi$  и  $D_\eta$  представлен на рис. 2.17 а: при малых деформациях свойства материалов близки к идеально упругим (имеет место практически полное

восстановление, поэтому величина остаточной деформации близка к нулю), при больших деформациях свойства материалов близки к идеально пластичным (величина остаточной деформации прямо пропорциональна деформации).

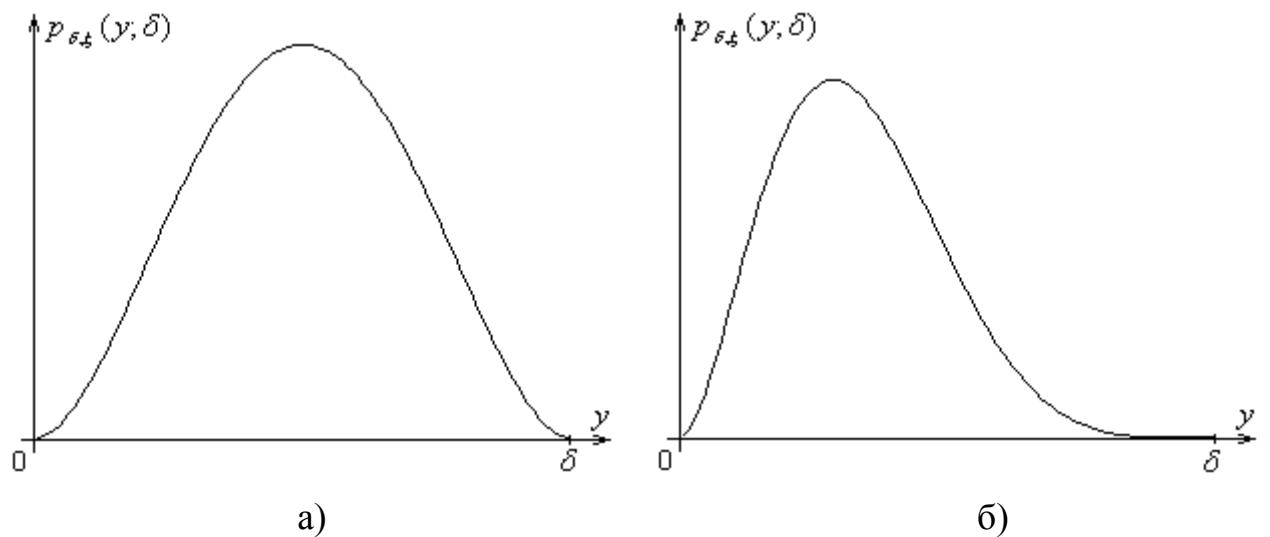


Рис. 2.16. Распределение деформации  $\delta_\xi$ :

а) «симметричное» б) «асимметричное»

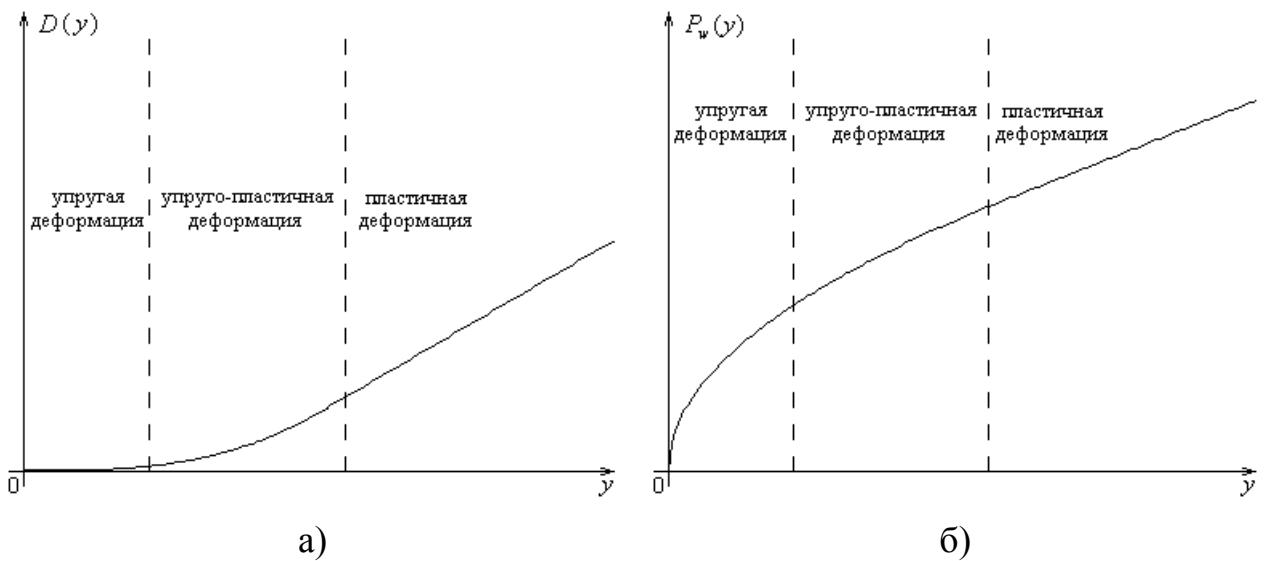


Рисунок 2.17. Характерный вид функций:

а) остаточной деформации; б) вероятности разрушения

Деформация элемента может стать причиной его усталостного разрушения. Поскольку усталостное разрушение происходит не при каждой деформации элемента, а в результате многократной деформации, то считаем разрушение случайным событием, имеющим некоторую ненулевую вероятность (на случайный характер изнашивания указывается в работе [37], применение вероятностного подхода к анализу процесса изнашивания рассматривалось в работе [139]). При возникновении события разрушения высота элемента изменяется на величину размера частицы разрушения  $w_\xi(w_\eta)$ , причем как размер частиц  $w_\xi(w_\eta)$ , так и вероятность события разрушения  $P_{w,\xi}$  ( $P_{w,\eta}$ ) тем больше, чем больше величина деформации элемента  $\delta_\xi(\delta_\eta)$ . Для функции вероятности разрушения  $P_{w,\xi} = P_{w,\xi}(\delta_\xi)$  принимается вид, представленный на рис. 2.17 б (аналогичный вид имеет функция  $P_{w,\eta} = P_{w,\eta}(\delta_\eta)$ ; заметим, что эту характеристику можно заменить константой, зависящей от средней деформации).

Таким образом, при взаимодействии элементов с контактным пересечением  $\delta = \xi_k - \eta_{k-1}$  элементы испытывают случайные деформации  $\delta_\xi(\delta)$  и  $\delta_\eta(\delta)$ , зависящие от  $\delta$  ( $\delta_\xi(\delta) + \delta_\eta(\delta) = \delta$ ). Деформации определяют величины остаточных деформаций  $D_\xi(\delta_\xi(\delta))$  и  $D_\eta(\delta_\eta(\delta))$ , и величины возможного разрушения  $W_\xi(\delta_\xi(\delta))$  и  $W_\eta(\delta_\eta(\delta))$ , которые характеризуются вероятностями разрушения  $P_{w,\xi}(\delta_\xi(\delta))$  и  $P_{w,\eta}(\delta_\eta(\delta))$ , и случайными величинами размера частиц разрушения  $w_\xi(\delta_\xi(\delta))$  и  $w_\eta(\delta_\eta(\delta))$ . Величины остаточных деформаций и разрушения определяют изменение высот элементов в результате взаимодействия, так что функциям преобразования  $\Psi$  и  $\Phi$  можно придать следующий вид:

$$\Psi(\xi, \eta) = \xi + V_\xi \Delta t - D_\xi(\delta_\xi(\xi - \eta)) - W_\xi(\delta_\xi(\xi - \eta)), \quad (2.99)$$

$$\Phi(\xi, \eta) = \eta - V_\eta \Delta t + D_\eta(\delta_\eta(\xi - \eta)) + W_\eta(\delta_\eta(\xi - \eta)) \quad (2.100)$$

здесь дополнительно введены слагаемые  $V_\xi \Delta t$  и  $V_\eta \Delta t$ , которые описывают изменение высот элементов в результате сближения поверхностей под

действием внешней нормальной нагрузки ( $V_\xi$  и  $V_\eta$  – вертикальные скорости сближения). Дальнейшая детализация функций взаимодействия  $\Psi$  и  $\Phi$  требует определения функций остаточной деформации  $D_\xi$  и  $D_\eta$ , что может быть проделано методами наноиндентирования [140, 141]. Параметры разрушения – вероятности разрушения  $P_{w,\xi}$  ( $P_{w,\eta}$ ) и размеры частиц разрушения  $w_\xi$  ( $w_\eta$ ) – могут быть определены экспериментально, на основе анализа размеров частиц износа и определения среднего числа циклов деформации, приводящих к разрушению [41].

Используя введенные функции преобразования (2.99–2.100) рассмотрим алгоритм программы, моделирующей преобразование высот элементов полос поверхностей в процессе трения. Пусть, как и ранее, каждая из полос поверхностей образована  $M$  элементами, вектор  $(\xi_1(n), \dots, \xi_M(n))$  обозначает высоты элементов полосы поверхности  $\xi$  в момент времени  $n$ , вектор  $(\eta_1(n), \dots, \eta_M(n))$  – вектор высот элементов в момент времени  $n$  полосы поверхности  $\eta$ . Будем считать, что полоса поверхности, обозначенная  $\xi$ , является неподвижной, а полоса поверхности, обозначенная  $\eta$ , движется, совершая дискретные сдвиги.

Алгоритм моделирующей программы состоит из циклов «сдвиг»-«сближение»-«взаимодействие», рассмотрим один цикл программы на примере  $(n+1)$ -го сдвига.

Шаг 1 (сдвиг): элементы движущейся полосы циклически сдвигаются:

$$\eta_k(n+1) = \eta_{k-1}(n), \quad k = \overline{2, M}$$

$$\eta_1(n+1) = \eta_M(n).$$

Элементы неподвижной полосы остаются неизменными:

$$\xi_k(n+1) = \xi_k(n), \quad k = \overline{1, M}.$$

Шаг 2 (сближение): производится подбор сближения полос поверхностей в соответствии со значением внешней нагрузки. После

определения подходящего значения сближения  $\Delta$ , высоты элементов движущейся поверхности изменяются:

$$\eta_k(n+1) = \eta_k(n+1) + \Delta, \quad k = \overline{1, M}.$$

Шаг 3 (взаимодействие): анализируются все пары высот  $\xi_k(n+1)$  и  $\eta_k(n+1)$  ( $k = \overline{1, M}$ ) и вычисляются высоты элементов в результате взаимодействия:

$$\xi_k(n+1) = \xi_k(n+1) - D_\xi(\delta_\xi(\delta_k)) - W_\xi(\delta_\xi(\delta_k)),$$

$$\eta_k(n+1) = \eta_k(n+1) + D_\eta(\delta_\eta(\delta_k)) + W_\eta(\delta_\eta(\delta_k)),$$

$$\delta_k = \xi_k(n+1) - \eta_k(n+1), \quad k = \overline{1, M}.$$

Шаг 4 (переход): переход к шагу 1 или выход из цикла, если моделирование завершено.

*Характеристики нерегулярности (шероховатости) поверхностей трения*

В расчетных формулах характеристик контакта и трения используются параметры модели, описывающие физические свойства материалов и топографии полос поверхностей. Для таких параметров в настоящем и в последующих разделах используются обозначения, сведенные в табл. 2.4 (индекс  $\xi$  имеют параметры, относящиеся к поверхности  $\xi$ , индекс  $\eta$  имеют параметры, относящиеся к поверхности  $\eta$ ).

*Процесс трения: модель режима усталостного разрушения без учета и с учетом смазки*

*Режим без учета смазки.* Модель для этого весьма важного режима усталостного разрушения при постоянной нагрузке рассмотрен в [142]. Предполагается, что процесс усталостного разрушения приводит к тому, что при многократных контактах выступов происходит отрыв частицы материала, и высота выступа уменьшается на некоторую величину  $W_\xi$ , вообще говоря, случайную. Состоянием выступа считается одномерный параметр – высота (точнее, уровень вершины). Соотношение (2.99) принимает вид (с точностью  $o(\Delta t)$ ):

$$\xi_{n+1} = \Phi(\xi_n, \eta_n) = \xi_n - W_\xi \varepsilon_{\xi_n}(\delta_n) + h_n/2, \quad (2.101)$$

если  $\xi_n = x$ , то

$$\varepsilon_{\xi_n}(\delta_n) = \begin{cases} 1, & \text{с вероятностью } P_{W_\xi} P\{\delta_n > 0\} = P_{W_\xi} \lambda_\eta(x, t) \Delta t, \\ 0 & \text{с вероятностью } 1 - P_{W_\xi} \lambda_\eta(x, t) \Delta t. \end{cases}$$

Таблица 2.4. Параметры модели, используемые в формулах расчета характеристик контакта и трения

$E_\xi, E_\eta$	модули Юнга
$\nu_\xi, \nu_\eta$	коэффициенты Пуассона
$\theta_\xi = \frac{1 - \nu_\xi^2}{E_\xi}, \theta_\eta = \frac{1 - \nu_\eta^2}{E_\eta}, \theta = \theta_\xi + \theta_\eta$	комплексные физические постоянные
$\tau_{\text{мол}}, \beta_{\text{мол}}$	параметры сдвиговой прочности молекулярной связи
$\sigma_s$	предел текучести более мягкого материала
$\alpha_\xi, \alpha_\eta$	коэффициенты гистерезисных потерь
$\sigma_{cr,yn}$	среднее нормальное напряжение, соответствующее переходу от упругой деформации элементов к упруго-пластичной деформации
$\delta_{cr,yn}$	деформация, соответствующая переходу от упругой деформации элементов к упруго-пластичной деформации
$\sigma_{cr,n}$	среднее нормальное напряжение, соответствующее переходу от упруго-пластичной деформации к пластичной деформации
$\delta_{cr,n}$	деформация, соответствующая переходу от упруго-пластичной деформации элементов к пластичной деформации
$R_{m,\xi}, R_{m,\eta}$	средние радиусы кривизны элементов
$R_m = \left( \frac{1}{R_{m,\xi}} + \frac{1}{R_{m,\eta}} \right)^{-1}$	приведенный средний радиус

Эта запись означает, что если контакт происходит, т.е. величина контактного пересечения  $\delta_n = \xi_n - \eta_n > 0$  (вероятность этого события  $\lambda_\eta(x, t_n) \Delta t$ ), то с вероятностью  $P_{W_\xi}$  происходит разрушение, т.е. уменьшение

высоты на величину  $W_\xi$ ;  $\varepsilon_{\xi_n}(\delta_n)$  является случайной величиной; параметр потока

$$\lambda_\eta(x, t_n) = (V / \Delta s_\eta) F_\eta(x, t_n) \quad (2.102)$$

в соответствии с (5) при  $x_l = x$ . Величина  $h_n$  сближения поверхностей вводится для обеспечения условия постоянства силы сопротивления постоянной внешней нагрузке (эта неслучайная величина, определенная ниже, является функционалом от распределений  $p_n$  и  $q_n$ ; пояснение: с уменьшением высоты сила сопротивления падает, и под действием постоянной нормальной нагрузки поверхности сближаются; для целей симметрии сближение обеспечивается половиной величиной для каждой поверхности). Прибавление константы  $h_n/2$  сдвигает распределение  $(n+1)$  – го момента, поэтому удобно сделать марковский пересчет без ее учета, а затем сдвинуть распределение. Соотношение (2.100) принимает вид, аналогичный (2.101) (с очевидным отличием в знаках приращений). В [137] проанализирована эта схема, выведены переходные вероятности для цепей Маркова  $\xi_n$  и  $\eta_n$ , и получены соотношения пересчета  $p_n$  в  $p_{n+1}$  и  $q_n$  в  $q_{n+1}$ . Там же выведена формула для сближения  $h_n$ . Кроме того, в [137] решен вопрос определения дискретности пути трения  $\Delta L$  при пересчете распределений.

Учет влияния смазки. Предполагается, что влияние смазки, [143], состоит, в основном, в следующем:

- наличие смазки в зазоре двух контактирующих тел в результате действия нагрузки приводит к появлению поля гидродинамических давлений и, соответственно, возникновению реакции смазочного слоя, которая противодействует внешней нагрузке, и потому нагрузка в смазанном контакте контролируется, снижается,

- в результате смазка «раздвигает» поверхности, и количество контактов (доля поверхности контакта) уменьшается,

- молекулярная (адгезивная) составляющая силы трения твердых тел исчезает,
- сближение поверхностей в некоторый момент заканчивается, равно как и износ, поскольку наступает гидродинамический режим трения, обусловленный уменьшением шероховатости. Наступление гидродинамического режима оценивается по критерию  $\lambda$ :

$$\lambda = h_{\min} / (R_{z1} + R_{z2})$$

где  $R_{z1}, R_{z2}$  – параметры шероховатости рабочих поверхностей. При  $\lambda > 3$  наступает гидродинамический режим трения; износ заканчивается.

*Определение  $d_0$  – начального сближения.* Перед началом вычислений механического контакта еще нет,  $d$  велико,  $P_k(d) = 0$ . При сближении (уменьшении  $d$ ) увеличивается доля  $P_k(d)$  контактов, а также и упругая противодействующая сила  $F_{\text{упр}}(d)$ ; если  $F_{\text{упр}}(d) + F_{\text{см}}(d) < F_H$ , то сближение продолжается до момента равенства  $F_{\text{упр}}(d_0) + F_{\text{см}}(d_0) = F_H$ , причем  $F_{\text{упр}}(d) = P_k(d)ScM\delta E$ ,  $F_{\text{см}}(d) = (1 - P_k(d))S\sigma_{\text{см}}$ , где:

$d$  – расстояние между поверхностями (величина сближения),  
 $P_k(d)$  – доля поверхности механического контакта, зависящая от  $d$  сближения  
 $S$  – номинальная площадь поверхностей сопряжения,  
 $P_k(d)S$  – площадь поверхности механического контакта,  
 $(1 - P_k(d))S$  – площадь поверхности смазки,  
 $\sigma_{\text{см}}$  – давление, под которым подается смазка; эта величина на порядок меньше, чем давление, обусловленное нагрузкой:

$E$  – модуль упругости

$c$  – константа (в законе Гука,  $c = 1/L$ ,  $L$  – высота стержня, т.е. выступа).

Внешняя нагрузка  $F_H$  уравновешивается упругой силой  $F_{\text{упр}}(d)$  контактирующих выступов и силой давления смазки  $F_{\text{см}}(d)$ .

Для проверки адекватности модели выполнены сравнение результатов расчета с результатами эксперимента автора, выполненные на машине трения ИИ-5518. Из рис. 2.18 видно хорошее совпадение результатов, позволяющее сделать вывод об адекватности разработанной методики.

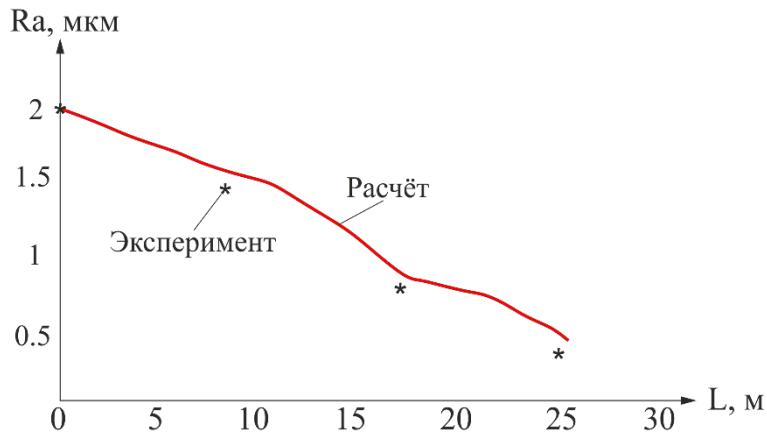


Рис. 2.18. Зависимость Ra от пути трения в паре «диск-колодка»

## 2.10. Расчетный анализ сложнонагруженных трибосопряжений ДВС (коренные и шатунные подшипники коленчатого вала)

Исследуются процессы трения и изнашивания в сопряжении «вкладыш-шайка вала» дизельного двигателя ЧН 13/15. Интерес представляет вкладыш: он является быстро изнашиваемой деталью, несмотря на наличие смазки в зонах трения, в то время как сам вал в работе практически не изнашивается. Повреждение вкладыша грозит повреждению всего сопряжения. Факт изнашивания вкладыша, а также факт наличия смазки говорят о том, что наличие смазки недостаточно для сохранения деталей. Это свидетельствует о появлении в процессе работы сопряжения граничного, а также и сухого режимов трения.

При работе сопряжения в гидродинамическом режиме трения реакции смазочного слоя определяются на основе результатов численного интегрирования модифицированного уравнения Элрода для давлений в смазочной пленке.

С учетом исходных данных и методики расчета траектории движения вала на смазочном слое были вычислены основные гидромеханические характеристики для каждой опоры:  $h_{\min}(\tau)$  - мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя;  $p_{\max}(\tau)$  - мгновенные значения гидродинамического давления;  $h_{\min}^*$  - среднее значение  $h_{\min}(\tau)$ ;  $p_{\max}^*$  - среднее значение  $p_{\max}(\tau)$ ;  $N(\tau), N^*$  - мгновенные и средние значения потери мощности на трении;  $Q^*$  - средний расход масла;  $\alpha_{h_{\lim}}, \%$  - площадь, где минимальная толщина смазочного слоя меньше допустимого значения  $h_{\lim}$ , равного 1.5 мкм. Значение  $h_{\lim}$  вычислялось на основе данных из профилограмм сопряжения «вкладыш-шейка вала» (рис. 2.19–2.20). Как показал эксперимент, доля площади, где минимальная толщина смазочного слоя меньше критического значения, больше нуля только для двух опор: 2 и 3. Основные гидромеханические характеристики выписаны ниже в виде табл. 2.5.

Таблица 2.5. Основные гидромеханические характеристики для 2 и 3 опоры

№ опоры	$h_{\min}^*$ , мкм	$p_{\max}^*$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , кг/с	$\alpha_{h_{\lim}}, \%$
2	4,296	131,1	2056	0,067	7,8
3	4,697	131,6	1820	0,063	11,1

Таб. 2.5 показывает, что  $h_{\min}^*$  для 2-й и 3-й опоры достигают значения менее, чем общее значение суммы максимальных высот микронеровностей для контактирующих поверхностей.

За период, где  $h_{\min}^*$  меньше  $h_{\lim}$ , были проанализированы характеристики сопряжения «вкладыш-шейка вала» с использованием Марковских цепей.

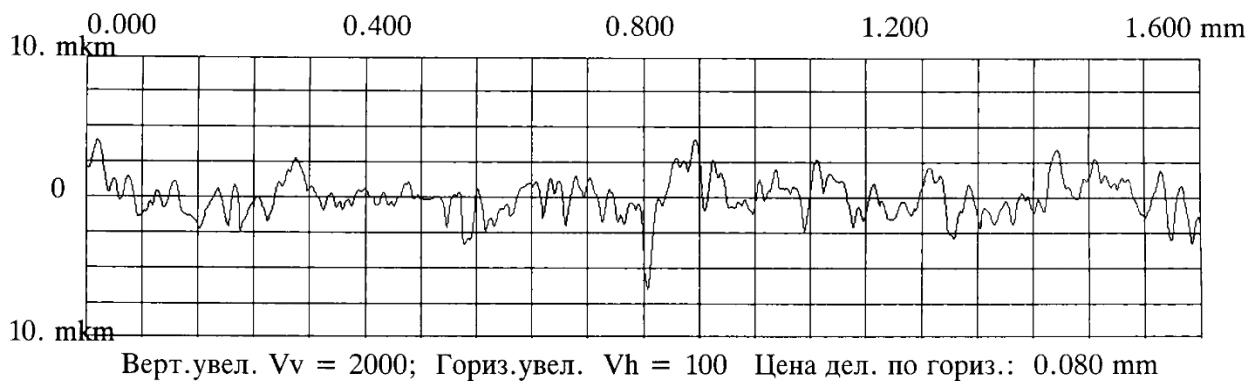


Рис. 2.19. Профилограмма поверхности вкладыша



Рис. 2.20. Профилограмма поверхности шейки вала

Требуется провести анализ трибосопряжения «вкладыш-шейка вала» дизельного двигателя, который большую часть времени в гидродинамическом режиме, а остальную в режиме граничного и сухого режимов трения. А именно, необходимо оценить следующие параметры: шероховатость, износ. Также интересно сравнить износ на разных опорах, где происходит трение (на 2 и 3 опоре), поскольку зоны фактического контакта вкладыша и шейки вала за один поворот на разных опорах различается.

Исходные данные представлены в виде табл. 2.6.

На рис. 2.21 изображена зависимость минимальной толщины смазочного слоя в сопряжении от угла поворота коленчатого вала. Видно, что режим граничного трения приходится на окончание цикла работы сопряжения.

Таблица 2.6. Исходные данные задачи для поверхностей сопряжения

Параметр	Вкладыш (поверхность $\xi$ )	Шейка вала (поверхность $\eta$ )
$E$ - модуль Юнга, Гпа	75	200
$\nu$ - коэффициент Пуассона	0,31	0,28
$R_a$ - среднеарифметическое отклонение профиля, мкм	1,099	0,083
Среднеквадратичное отклонение ( $1.25R_a$ ), мкм	1,373	0,103
$R$ - средний радиус кривизны вершин выступов	51,354	552
$\Delta s$ - среднее расстояние между выступами, мкм	30	18
$R_{max}$ - наибольшая высота неровностей	0,627	5,942
$\alpha$ - коэффициент гистерезисных потерь	0,005	0,0875
$P_W$ - вероятность отрыва частицы	$4 \cdot 10^{-9}$	0
$W$ - средний размер частиц отрыва, мкм	0,09	0
$\sigma_T$ - предел текучести, МПа	240	850
Параметр $a$ бета-распределения	1,82	1,71
Параметр $b$ бета-распределения	1,86	4,60

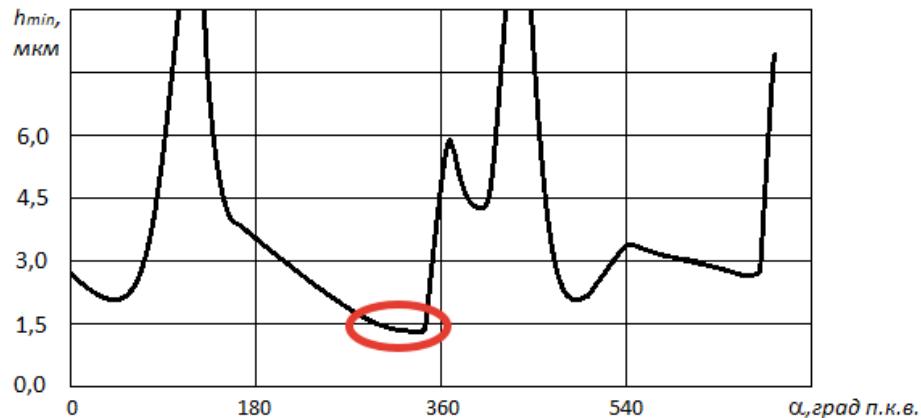


Рис. 2.21. Область касания шейки вала и вкладыша (начало отсчета внизу по часовой стрелке)

Это соответствует зоне контакта, изображенной на рис. 2.22. Область контакта вала и вкладыша по углу  $\alpha$ : от 15 до 75 градусов,  $\alpha = 1/6$ .

Диаметр вала равен  $D = 108$  мм. Ширина области контакта  $l = 40$  мм. Площадь области контакта:  $\pi \cdot D \cdot \alpha \cdot l \approx 1131 \text{ мм}^2 = 0,002262 \text{ м}^2$ .

Силы давления в режиме максимальной нагрузки, действующие на 2 и 3 опоре соответственно: 134 кН и 135 кН.

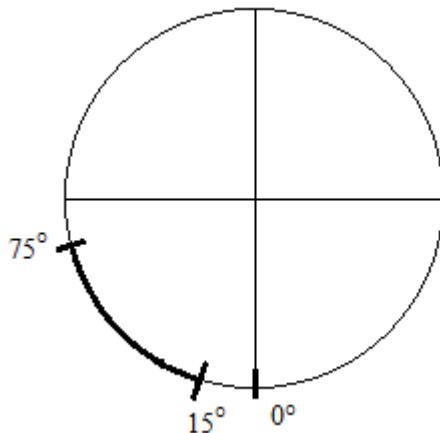


Рис. 2.22. Область касания шейки вала и вкладыша (начало отсчета внизу по часовой стрелке)

Из исходных данных ясно, что поверхность шейки вала принимается «неразрушимой», поэтому в течение процесса она изменяться не будет, равно как и соответствующая плотность распределения.

Для оценки параметров во времени применяется марковская модель взаимодействия шероховатых поверхностей, где в качестве состояния принимается высота выступа. В пересчетах распределений применялись матрицы переходных вероятностей, реализующие пластические деформации [144], усталостное разрушение, учет постоянной нагрузки. Матрицы для пластической деформации использовались для моделирования процесса приработки – самого быстрого процесса в трении поверхностей. Матрицы для усталостного разрушения использовались для моделирования эффекта усталостного разрушения – самого долгого процесса разрушения. Учет

постоянных нагрузок необходим для моделирования трения в режиме постоянной нагрузки.

На рис. 2.23 изображены плотности распределения высот поверхностей вкладыша (красная линия) и шейки вала (синяя линия) до приработки. Видно, что доля высоких выступов поверхности вкладыша мала. На них оказывается давление, превышающее предел текучести. В процессе приработки сдвигалась поверхность шейки вала.

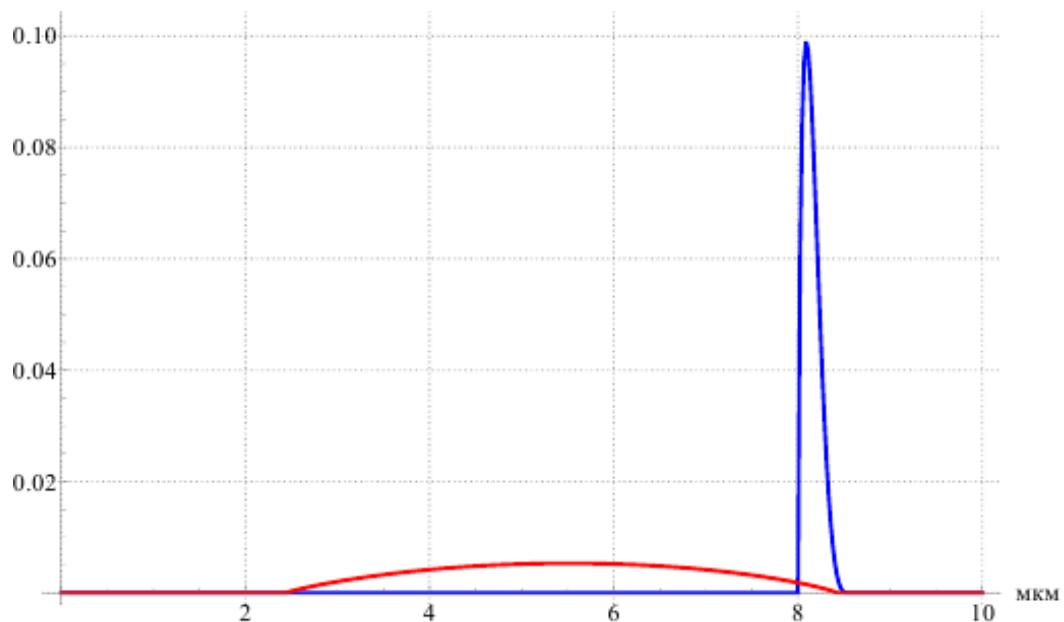


Рис. 2.23. Исходные распределения до приработки

На рис. 2.24 изображены плотности распределения высот поверхностей вкладыша и шейки вала после приработки. Диапазон высот для вала 0.5 мкм на порядок более узкий, чем для вкладыша. Видно, что после приработки поверхность вкладыша деформировалась: наблюдается всплеск вероятности в районе контактов. Процесс приработки длился до тех пор, пока давление на выступы поверхности не стало меньше  $2.4 * \sigma_{T\xi}$  для вкладыша.

Далее происходит процесс усталостного разрушения. Высокие выступы разрушаются, упругая сила механического контакта несколько увеличивается за счет сближения поверхностей, увеличения доли механического контакта и уменьшения доли жидкостного контакта. На рисунках в процессе

усталостного разрушения сдвигается поверхность вала. После 22,5 км пути трения (рис. 2.25) наблюдается существенное изменение распределения вкладыша. После 112,5 км (рис. 2.26): всплеск плотности вероятности сдвигается влево и увеличивается по амплитуде за счет уменьшения высот.

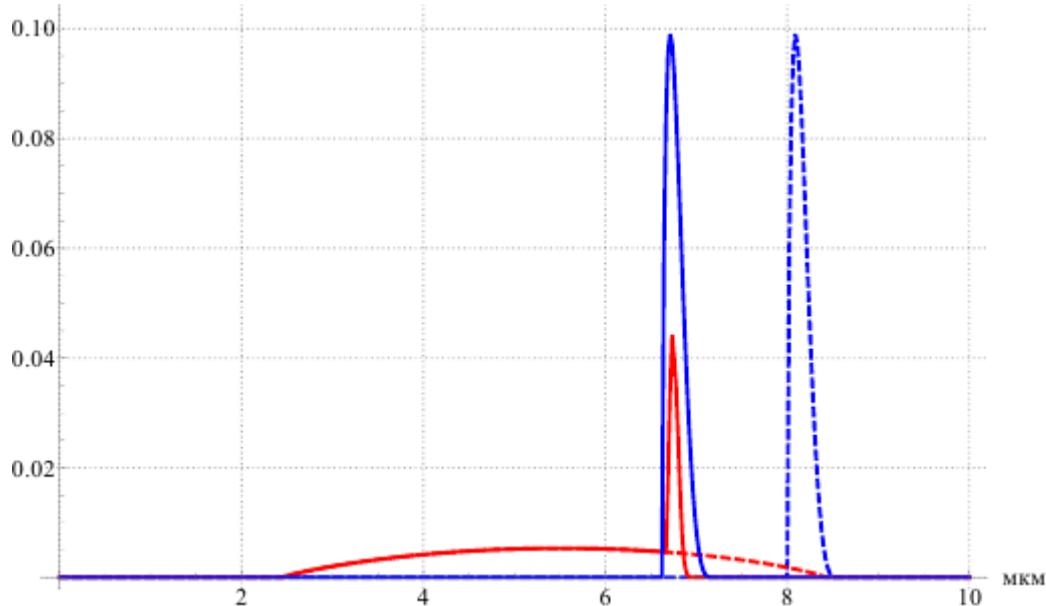


Рис. 2.24. Распределения после приработки

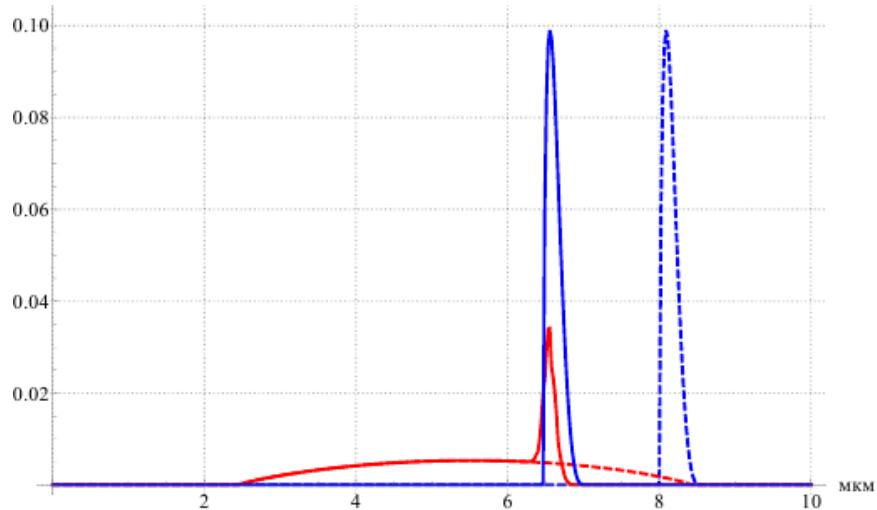


Рис. 2.25. Распределения после пути трения  $L=22,5$  км (сплошные линии) и исходные распределения (пунктирные линии)

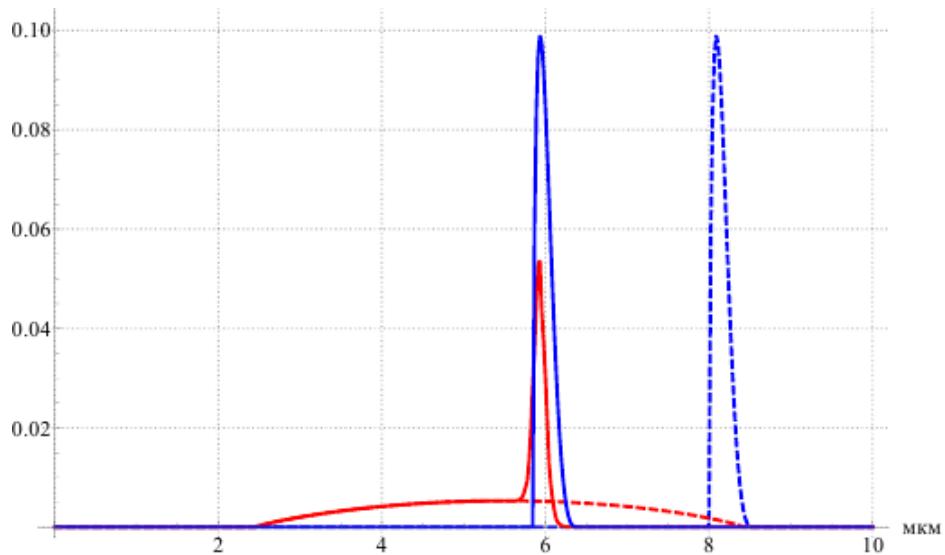


Рис. 2.26. Распределения после пути  $L=112,5$  км и исходные распределения

Далее принимается следующий механизм изменения поверхности.

Шероховатость по мере срезания выступов уменьшается. При достижении шероховатости некоторого малого значения, определяемого по «критерию лямбда», наступает гидродинамический режим смазки (рис. 2.27).

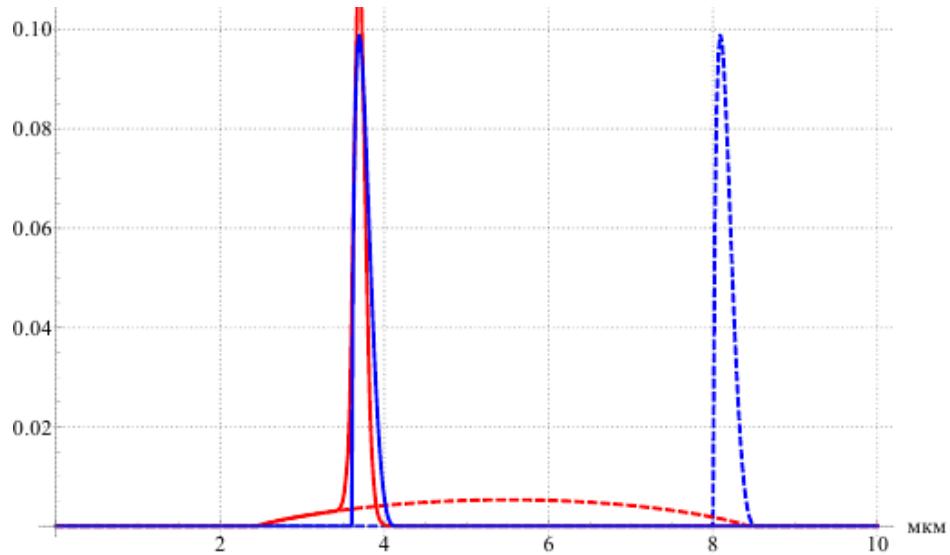


Рис. 2.27. распределения после пути  $L = 432$  км

На рис. 2.28 изменения распределений происходит за счет уменьшения контактного пересечения. Максимальное значение плотности для вкладыша

равно 0,224. Распределение высот для вала, в соответствии с исходными данными, не изменяется, оно лишь сдвигается.

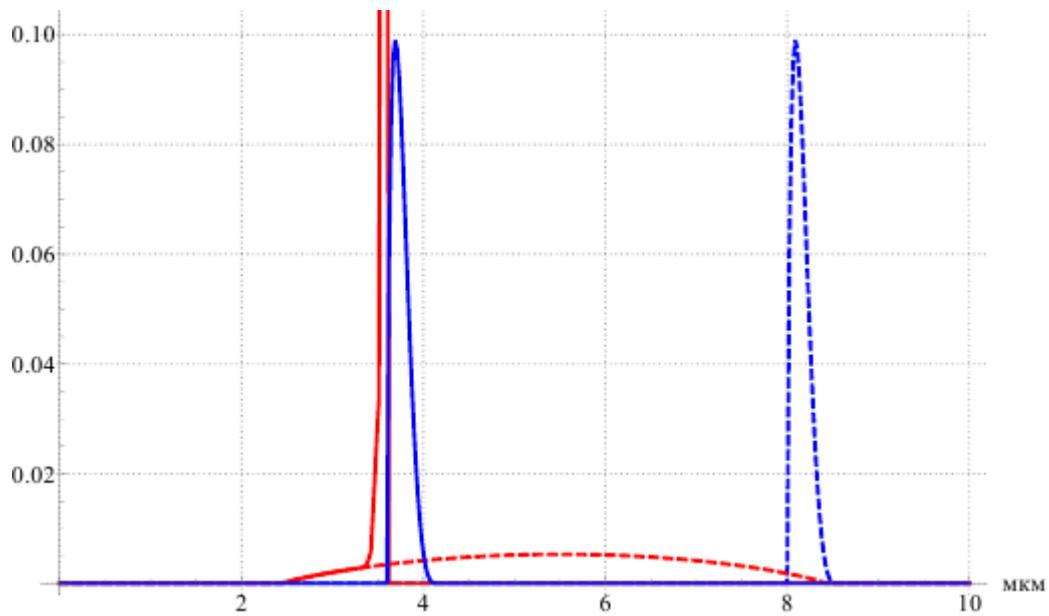


Рис. 2.28. Распределения после пути  $L=1381,5$  км

На рис. 2.29. изображены зависимости шероховатостей поверхностей от пройденного пути трения. Здесь также виден переход между режимами: излом графика на 432 км пути трения.

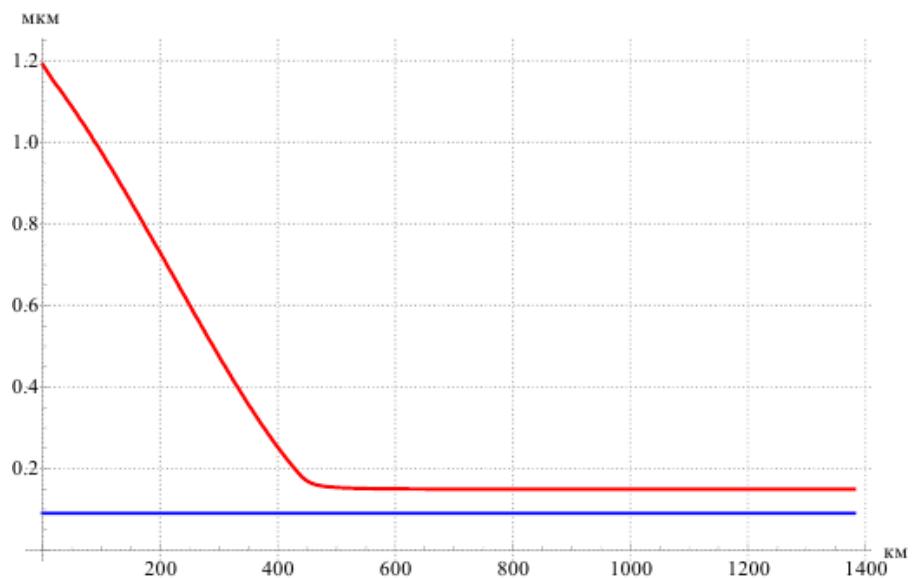


Рис. 2.29. Зависимость шероховатостей вкладыша (красная линия) и шейки вала (синяя линия) от пути трения

На рис. 2.30 изображены зависимости износа (величина сближения поверхностей) 2 и 3 опоры от числа оборотов соответственно. За счет того, что сухой режим трения за 1 оборот на 3 опоре длится дольше (11 процентов от 720 град. п.к.в.), чем на 2 опоре (7 процентов от 720 град. п.к.в.), износ на 3 опоре происходит более интенсивно.

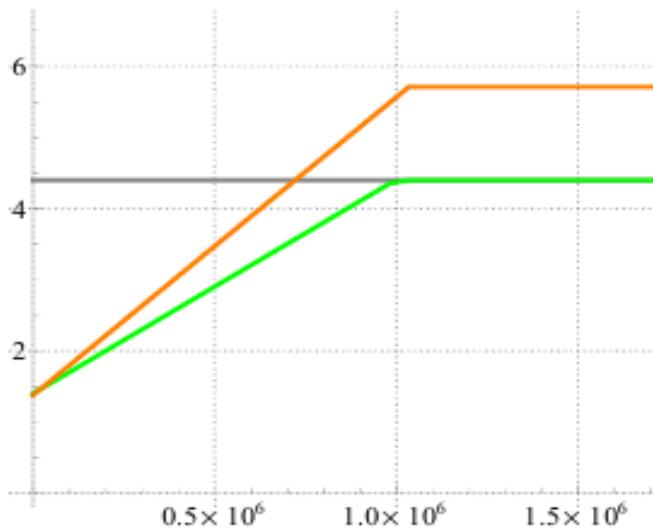


Рис. 2.30. Зависимости износа 2 и 3 опоры от числа оборотов после окончания приработки.

### *Анализ разных нагрузок*

Рассматривается сопряжение «коренной вкладыш-шейка коленчатого вала» дизельного двигателя. Оцениваются изменения во времени таких характеристик трения, как средняя площадь контакта, среднее контактное пересечение, шероховатость, коэффициент трения, износ и другие. Также оценивается зависимость этих характеристик от прилагаемой нагрузки.

Основные исходные данные отражены в табл. 2.7.

Вероятность разрушения для шейки вала принята равной нулю, поскольку она сделана из значительно более твердого материала, и известно, что ее поверхность практически не изменяется.  $p_0(x)$ ,  $q_0(x)$  – исходные плотности распределений для поверхностей  $\xi$  и  $\eta$  соответственно.

Анализируемое сопряжение работает большую часть времени в гидродинамическом режиме трения, но в отдельные моменты времени, характеризующиеся повышенной нагрузкой, переходит в смешанный и граничный режимы трения, которые и определяют ресурс трибосопряжения. В рассматриваемой расчетной модели сначала, в течение короткого времени, сопряжение работает в режиме приработки, затем - в режиме усталостного разрушения (так называемый граничный режим), после которого наступает гидродинамический режим трения.

Таблица 2.7. Исходные данные задачи для анализа сопряжения

Параметр	Вкладыш (поверхность $\xi$ )	Шейка вала (поверхность $\eta$ )
$R_a$ - среднеарифметическое отклонение профиля, мкм	1,099	0,083
Среднеквадратичное отклонение ( $1.25R_a$ ), мкм	1,373	0,103
$\Delta s$ - среднее расстояние между выступами, мкм	30	18
$P_w$ - вероятность отрыва частицы	$4*10^{-7}$	0
$E$ - модуль Юнга, Гпа	75	200
$\nu$ - коэффициент Пуассона	0,31	0,28
$\sigma_t$ - предел текучести, МПа	1200	4250
Параметр $a$ бета-распределения	1,82	1,71
Параметр $b$ бета-распределения	1,86	4,60
$S$ - площадь области контакта, $\text{см}^2$	22,62	
$h_{\min}$ предельно допустимая минимальная толщина смазочного слоя, мкм	1,0	

На рис. 2.31 а показаны исходные распределения  $p_0(x), q_0(x)$  высот выступов нижней и верхней поверхностей. Режим приработки характеризуется упругими и пластическими деформациями. Описание этого режима опускаем, поскольку в нашем случае этот режим занимает ничтожную долю времени; он описан в [144]. Сближение двух поверхностей и, как следствие, увеличение площади контакта (т.е. числа контактирующих выступов) и уменьшение напряжений, происходит практически за счет

пластических деформаций. Когда они прекращаются, этот режим заканчивается. Этот момент показан на рис. 2.31 б; «скачок» в распределении  $p(x)$  показывает, что часть выступов подверглась пластическим деформациям и изменилась по высоте. Это распределение является исходным для анализируемого режима усталостного разрушения; нормальная сила: 90 кН.

Начинается режим усталостного разрушения, описанный в главе 1 и обусловленный отрывом частицы при многократных взаимодействиях. На рис. 2.31 в показаны распределения после 240 км трения: видно, что распределения изменились существенно: отрыв частиц уменьшает высоту выступов, часть высот с верхних уровней переходит на нижние, образуя большую долю выступов с почти равными высотами. Поддержание постоянной нагрузки определяет сдвиг распределения верхней поверхности; сдвиг определяет величину износа. Этот медленный режим заканчивается, когда шероховатость становится настолько малой, что выполняется условие («критерий лямбда») перехода к гидродинамическому режиму трения. Режим усталостного разрушения прекращается. Распределения, соответствующие этому моменту, показаны на рис. 2.31 г. Начинается гидродинамический режим, интенсивность износа снижается до нуля, т.е. сближение поверхностей прекращается. Моделирование переходного, без сомнения, гладкого процесса, требует дополнительного анализа; в приводимых расчетах переход сделан в условном (скачкообразном) виде.

Расчеты характеристик трения проводились при трех значениях нормальной силы: 10, 30, 90 кН. На рис. 2.32–2.33 показаны зависимости характеристик трения от пути трения. Они отражают вполне понятный результат: чем больше прилагаемая нагрузка, тем быстрее поверхность вкладыша сглаживается (рис. 2.32 а); быстрее увеличивается площадь контакта и доля контакта (рис. 2.32 б), соответственно; быстрее наступает переход к гидродинамическому режиму (рис. 2.32 в), быстрее уменьшается шероховатость, интенсивнее происходит износ (рис. 2.33 в).

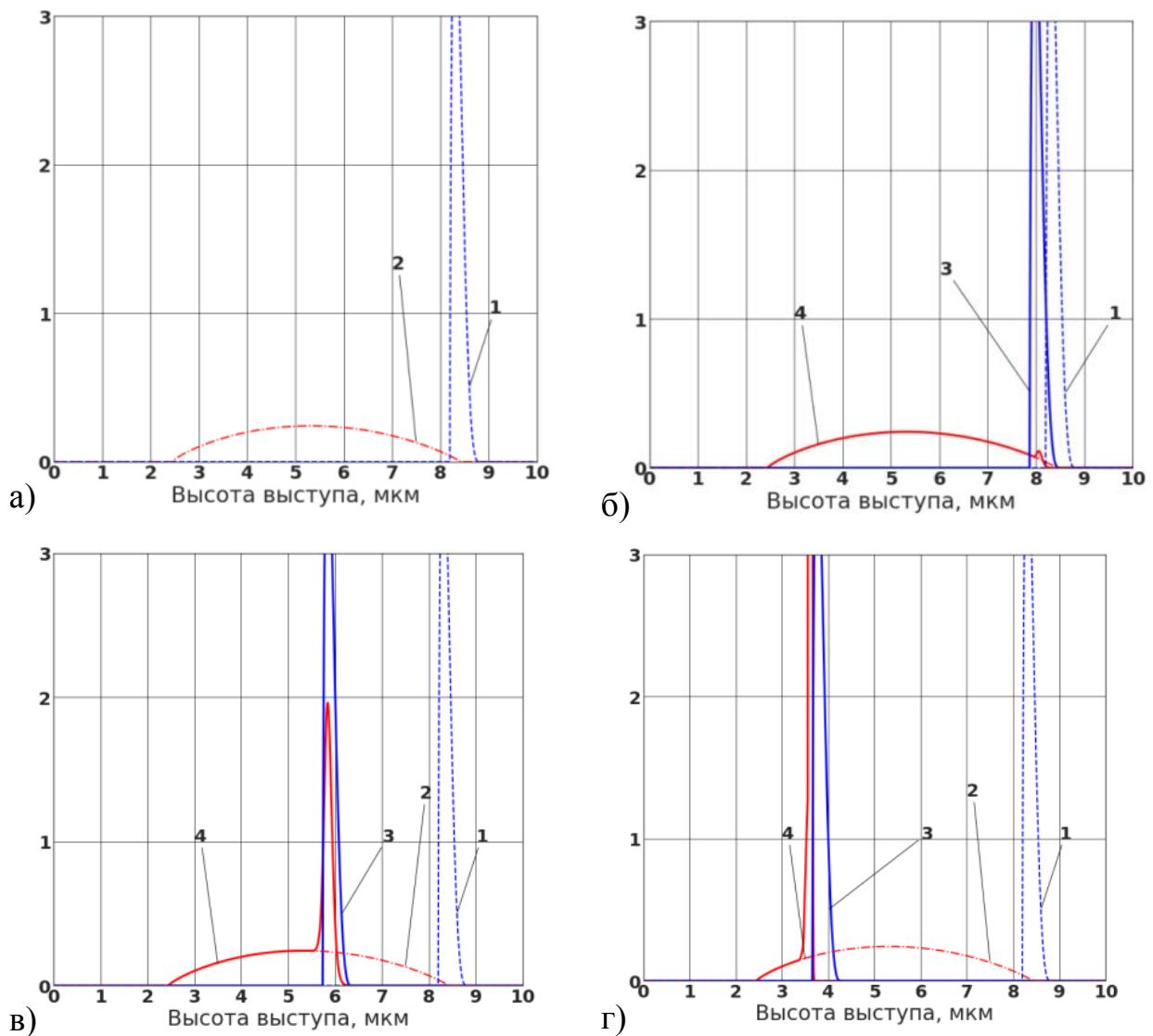


Рис. 2.31. Распределения высот:

а) исходные распределения; б) после приработки, в) путь трения  $L=240$ ;  
 г) путь трения  $L=1200$  км – момент окончания работы;  
 распределения исходные: 1 –  $p_0(x)$ , 2 –  $q_0(x)$ , текущие: 3 –  $q(x)$ , 4 –  $p(x)$

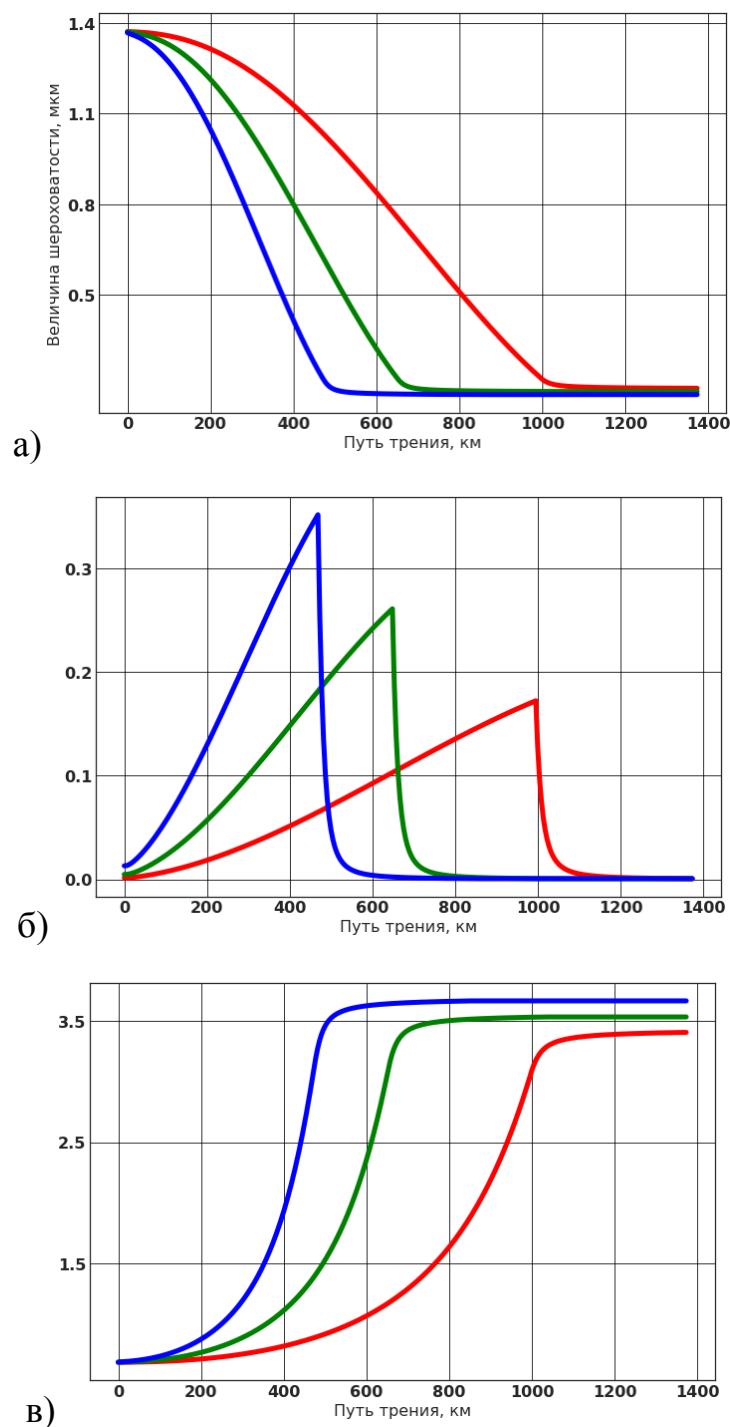


Рис. 2.32. Характеристики трения: а – шероховатость нижней поверхности, б – доля площади контакта, в – критерий режима смазки. Синим, зеленым, красным цветами обозначены параметры для 10 кН, 30 кН и 90 кН соответственно

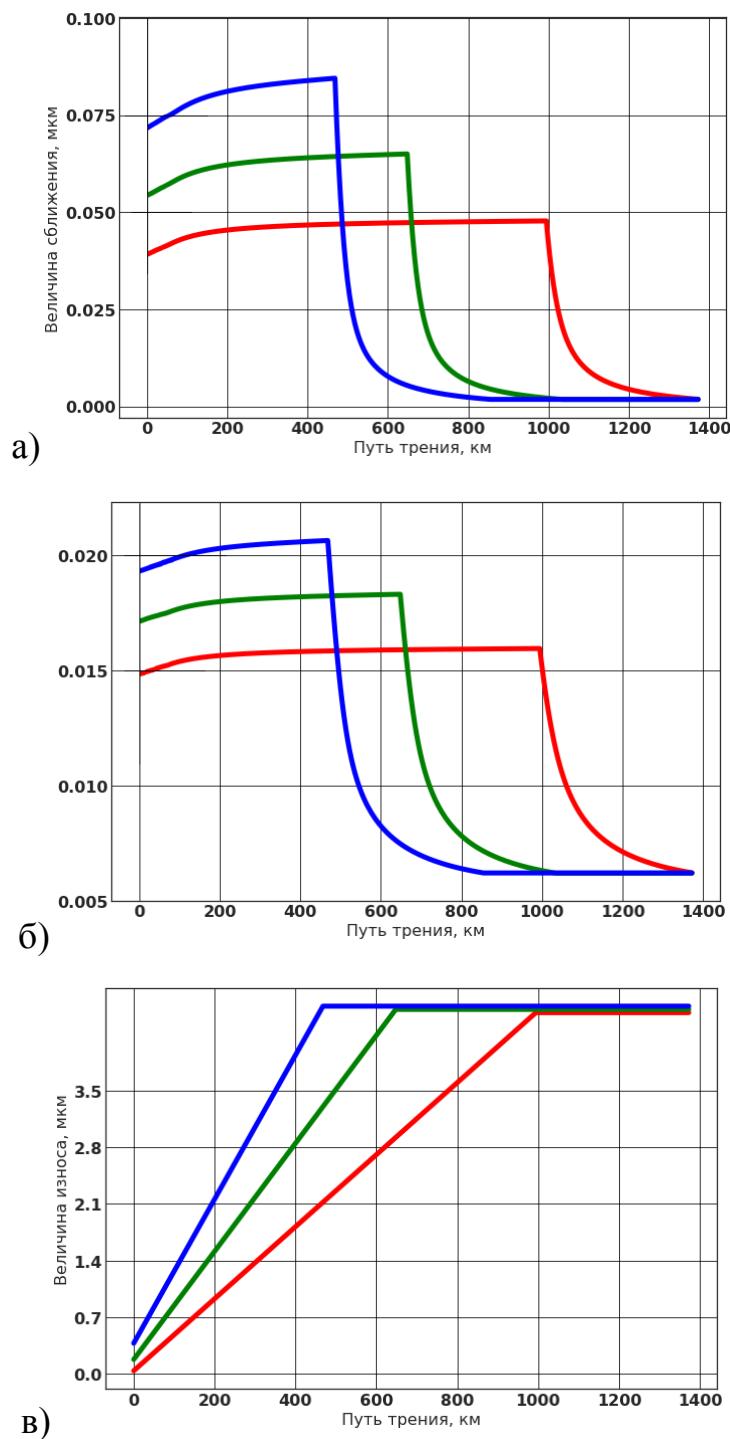


Рис. 2.33. Характеристики трения:

а – среднее контактное пересечение, б – коэффициент трения, в – износ поверхности вкладыша. Синим, зеленым, красным цветами обозначены параметры для 10 кН, 30 кН и 90 кН соответственно

## ВЫВОДЫ

1. Теоретически обоснована методика расчета конвективного переноса массы в смазочном слое подшипника.
2. Разработаны надежные алгоритмы численного интегрирования уравнения Элрода для степени заполнения зазора, отличающиеся простотой реализации и устойчивостью итерационной процедуры. Устранено влияние на результаты расчета характеристик смазочного слоя коэффициента сжимаемости  $\beta$ .
3. Выполнен сравнительный анализ результатов расчета характеристик смазочного слоя для статически нагруженных подшипников при двух типах граничных условий для гидродинамических давлений. Выявлено хорошее качественное и количественное совпадение расчетных протяженностей смазочного слоя, полученных при граничных условиях ЯФО с экспериментальными результатами.
4. Показано, что при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое тяжелонагруженных подшипников ( $\chi > 0,8...0,9$ ), к которым относятся, в частности, подшипники поршневых машин, применение алгоритма сохранения массы является обязательным.
5. Разработана методика учета макрогоометрических параметров ГСТС ДВС, выполнены расчетные сравнительные исследования, показавшие хорошее качественное и количественное совпадение результатов автора с результатами теоретических и экспериментальных работ других исследователей.
6. Приведена методика учета нерегулярной микрогоометрии (шероховатости) поверхностей трения ГСТС ДВС, отличающаяся от известных учетом эволюции распределения высот вершин выступов. Выполнены расчетные исследования подшипников коленчатого вала дизеля ЧН 13/15.

## Глава третья

### МОДЕЛИРОВАНИЕ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ ДВС. АНАЛИЗ РЕГУЛЯРНОЙ МИКРОГЕОМЕТРИИ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

#### 3.1. Моделирование смазочной системы дизеля на основе нелинейных макромоделей подшипников скольжения с общим источником маслообеспечения

##### *Основные принципы*

Смазочная система поршневых и комбинированных ДВС представляет собой систему, состоящую из источника, обеспечивающего давление подачи смазочной жидкости (емкость с гидравлическим насосом), потребителей смазочной жидкости (ГСТС ДВС, смазываемые под давлением) и соединяющих их элементов гидравлической системы.

Использование методов, основанных на применении теории энергетических цепей, в отличии от традиционно применяемых методов и способов моделирования больших систем, базирующихся на структурных схемах, позволяет значительно сократить время и снизит трудоемкость построения математических моделей элементов, включаемых в сложную систему, а также учесть их взаимовлияние и упростит анализ энергетических режимов [145,146].

Смазочную систему дизеля можно смоделировать в виде цепи, которая состоит из типовых компонент, объединенных между собой через внешние узлы (полюсы). Под основными типовыми компонентами гидравлической системы дизеля понимают: гидравлическую ёмкость (в частности, масляный поддон дизеля), различные сопротивления, источники расхода смазочной жидкости, источник ее напора и др. Под схемой замещения цепи имеют в

виду ее графическое изображение, а топология её принципиальной схемы должна практически полностью совпадать со схемой ее замещения. Основным (базовым) узлом схемы является атмосфера (атмосферное давление в картере дизеля). Составление схемы замещения смазочной системы подразумевает сочленение компонентов между собой согласно их инцидентности на принципиальной схеме смазки, означающее объединение полюсов с одинаковой величиной давления в один узел.

### *Макромодели элементов смазочной системы дизеля*

Одним из эффективных средств увеличения скорости вычисления при моделировании сложных систем, которые содержат сотни элементов, является использование макромоделей, которые описывают элементы смазочной системы (масляный насос, клапаны, масляные фильтры, маслоподающая форсунка, ГСТС и т.п.) по отношению их внешних связей, при этом не рассматривается внутренний конструктив элемента.

Внешняя характеристика элемента системы принимается в качестве исходных данных при создании макромодели. Эту характеристику возможно получить изучением аналитической модели элемента, моделированием с использованием численных методов, а также с помощью экспериментальных исследований. Известно достаточно большое число макромоделей [147,148,149-151], используемых для проведения расчетов сложных трибосистем, к которым можно отнести и смазочную систему дизеля.

Рассмотрим некоторые макромодели элементов смазочных систем поршневых и комбинированных ДВС.

### *Гидравлическое сопротивление подшипника скольжения коленчатого вала*

Математическая модель течения жидкости в зазоре между подшипником и шейкой коленчатого вала дизеля представляется в виде

$$p_1 - p_2 = a_0 + a_1 \cdot Q_1 + a_2 \cdot Q_1^2; \quad (3.1)$$

$$Q_2 = Q_1 ,$$

где цифрами 1 и 2 обозначены узлы подключения соответственно к входной и выходной магистралям;  $p_1$ ,  $Q_1$  – давление и расход в первом узле подключения к магистрали (на входе смазки в зазор между шейкой вала и подшипником);  $p_2$ ,  $Q_2$  – соответственно, давление и расход во втором узле подключения к магистрали (на выходе жидкости через торцы подшипника);  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  – коэффициенты аппроксимации гидравлического сопротивления в подшипнике, полученные в результате интегрирования модифицированного уравнения Элрода при расчете коренного или шатунного подшипника.

### *Источник постоянного давления*

В маслоподающих каналах движущихся частей рассматриваемых механизмов возникает инерционный напор моторного масла, который моделируется как источник постоянного давления. В кривошипно-шатунном механизме дизеля инерционный напор возникает в каналах кривошипа и его математическая модель представляется в виде:

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_1^2 - r_2^2) / 2. \quad (3.2)$$

Здесь  $\omega$  – угловая частота вращения канала, совпадающая с угловой частотой коленчатого вала дизеля;  $r_1$  и  $r_2$  – расстояния от оси вращения до центра входного и выходного маслоподающих отверстий канала.

В цилиндро-поршневой группе инерционный напор имеет место при движении смазки в канале шатуна (в зависимости от конструкции дизеля), по которому смазочная жидкость подается на смазку поршневого пальца и охлаждение поршня (рис.3.1).

Математическая модель, используемая для описания градиента давлений вследствие инерционного напора, запишем в виде

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot \omega^2 \cdot L \cdot [r \cdot \cos(\alpha + \beta) + (\lambda^2 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot (L + R) / 2(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)], \quad (3.3)$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $L$  – длина шатуна;  $\lambda = r/L$ ;  $R$  – радиус шатунного подшипника;  $\beta$  – угол отклонения шатуна от оси цилиндра;  $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала дизеля.

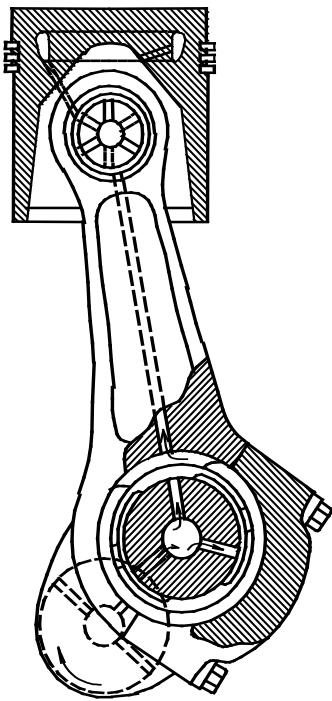


Рис. 3.1. Схема смазки кривошипно-шатунного механизма

*Гидравлическое сопротивление при входе в канал коренной шейки дизеля*

Гидравлическое сопротивление, возникающее при входе смазочной жидкости в канал коренной шейки коленчатого вала из вкладыша с канавкой, описывается следующей математической моделью в случае полукольцевой канавки в верхнем вкладыше:

$$p_1 - p_2 = 8 \cdot \rho \cdot \xi_k Q_1^2 / (\pi d^2)^2; \quad (3.4)$$

$$Q_2 = Q_1,$$

где

$$\xi_k = \begin{cases} \xi'' + \sigma_1 / n^2, & \text{если } 90^\circ \geq \alpha \geq 0^\circ; \quad 450^\circ \geq \alpha \geq 270^\circ; \quad 720^\circ \geq \alpha \geq 630^\circ \\ \xi'' + \xi_\Sigma + \sigma_2 / n^2, & \text{если } 90^\circ > \alpha > 270^\circ; \quad 630^\circ > \alpha > 450^\circ; \end{cases}$$

$d$  – диаметр канала в коренной шейке;  $\xi'' = f(r/d)$ ,  $\sigma_1 = f(h_1/d)$ ,  $\sigma_2 = f(h_2/d)$  – коэффициенты сопротивления;  $r$  – радиус закругления края входного отверстия;  $h_1$  – глубина канавки в подшипнике;  $h_2$  – толщина смазочного слоя перед входом в отверстие коренной шейки, определяемая в результате гидродинамического расчета подшипника;  $n = F_1/F_0$ ;  $F_1$  – площадь входного отверстия в коренной шейке с учетом размеров входной фаски;  $F_0$  – площадь

поперечного сечения канала в коренной шейке;  $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала двигателя;  $\zeta_\Sigma$  – коэффициент сопротивления сужения при течении смазочной жидкости из канавки в зазор между вкладышами и шейкой коренного подшипника.

*Гидравлическое сопротивление при выходе смазочной жидкости из каналов шатунных шеек дизеля*

Математическую модель течения смазочной жидкости при выходе из канала шатунной шейки (выход смазки из отверстия шейки в тонкий смазочный слой) представим, как

$$p_1 - p_2 = (\rho/2) \cdot Q_1^2 / (\pi d \cdot h_{\text{ш}} \cdot \mu_{\text{ш}})^2; \quad (3.5)$$

$$Q_2 = Q_1.$$

Здесь  $d$  – диаметр канала в шатунной шейке;  $h_{\text{ш}}$  – зазор перед отверстием в шатунной шейке, который рассчитывается в результате гидродинамического анализа шатунного подшипника и зависит от угла поворота коленчатого вала дизеля;  $\mu_{\text{ш}}$  – коэффициент расхода, который определяется потерями на сужение и расширение потока смазочной жидкости. Этот коэффициент принимается постоянным ( $\mu_{\text{ш}} = 0,72$ ) при изменении чисел Рейнольдса в диапазоне  $Re \leq 300$ . Такой диапазон установлен в соответствии с экспериментальными данными для течений в шатунных подшипниках.

Кроме рассмотренных, библиотека макромоделей содержит и другие элементы смазочной системы дизеля: насосы, фильтры, теплообменники, различного рода разветвления маслоподающих каналов и т.п.

### 3.2. Алгоритм расчета динамики и смазки трибосопряжений дизеля в составе смазочной системы на базе алгоритма сохранения массы

Блок-схема алгоритма расчета смазочной трибосистемы дизеля с одним источником маслообеспечения приведена на рис. 3.2. Входными

параметрами для расчета смазочной системы являются геометрические размеры ее элементов, а также режимные параметры, свойства материалов и температура смазочной жидкости.

Поскольку ресурсоопределяющими элементами смазочной трибосистемы дизеля являются гидродинамические трибосопряжения, основой разработанного алгоритма является гидродинамический расчёт всех трибосопряжений, смазываемых под давлением [147, 149-152, 153].

Применение уравнения Рейнольдса, используемое при моделировании смазочной системы дизеля, не позволяет моделировать режим масляного голодания, так как не учитывает степень заполнения смазочного зазора маслом. Особенностью предложенной методики расчета является использование модифицированного алгоритма сохранения массы (уравнения Элрода). Это позволяет физически обоснованно описать процессы в смазочном слое, существенно повысить точность прогнозирования масляного голодания подшипников, избежать применения масляных насосов с избыточной производительностью, снизить потери мощности на их привод.

Расчет производится в квазистатическом режиме. Для ряда фиксированных значений давления на входе в коренной подшипник ( $p_1, \dots, p_5$ ) и набору значений углов поворота коленчатого вала за цикл работы дизеля ( $\alpha_1, \dots, \alpha_{72}$ ) рассчитываются траектории движения центров шеек коленчатого вала в коренных и шатунных подшипниках. На основании результатов расчета для каждого значения угла поворота вала с определенным задаваемым шагом путем аппроксимации находятся зависимости:

$$Q_i = Q(p_i); \quad h_i = h(p_i); \quad N_i = N(p_i); \quad T^o_i = T(p_i), \quad (3.6)$$

где  $p_i$  – давление на входе  $i$ -го подшипника;  $Q_i$  – расход смазки через торцы;  $h_i$  – минимальная толщина смазочного слоя в  $i$ -м подшипнике;  $N_i$  – потери мощности на трение в подшипнике;  $T^o_i$  – температура в смазочном слое.

С учетом полученных аппроксимированных выражений (3.6) строятся нелинейные макромодели коренных и шатунных подшипников коленчатого вала. Структура блоков формирования модели и методы её решения

взаимосвязаны, поэтому рассматриваются с единых позиций, обусловленных принятым способом представления смазочной системы в виде соединения двухполосных компонент.



Рис. 3.2. Алгоритм расчета смазочной системы дизеля с общим источником маслообеспечения

Далее с помощью типовых компонент согласно конструктивному исполнению дизеля создается гидравлическая схема  $j$ -го отвода на подшипники, включающая в себя маслоотводящий канал от главной

масляной магистрали блока дизеля, коренной подшипник, один или два шатунных подшипника, а в некоторых конструкциях кривошипно-шатунных механизмов и отвод на поршневой палец. Расчет составленной гидравлической схемы выполняется в статическом режиме для набора значений давления на входе в отвод ( $p_j$ ) и на основании результатов расчета получаем функцию расхода жидкости, поступающей в отвод:  $Q_j = Q(p_j)$ .

Дальнейший этап предусматривает гидравлический расчет смазочной системы в комплексе. В соответствии с гидравлической схемой смазочной системы и реальной ее компоновкой в дизеле с использованием библиотеки типовых компонент, примеры которых приводились выше, составляется полная гидравлическая схема, и отводящие магистрали на подшипники заменяются макромоделями.

После составления комплексной схемы смазочной системы для каждого ее элемента последовательно задаются численные значения конструктивных параметров и выполняется статический расчет, в результате которого получаем информацию о распределении давлений и расходов смазочной жидкости во всех узловых точках системы.

Полученные значения давлений на входах в отводы к подшипникам коленчатого вала используются для уточнения значений давления на входах в смазочный слой подшипника и расходов через их торцы. В этом случае статический гидравлический расчет отводов повторяется, производится уточнение температуры смазки.

На заключительном этапе уточненные значения давлений на входах в подшипники опять используются для выполнения гидродинамического анализа, включающего определение поля ГД-давления в слое смазки, с использованием разработанных методик, и определения зависимостей (3.6). Итерационный процесс повторяется до сходимости.

#### *Решение тестового примера*

Сравнение расчетных значений давлений в узловых точках смазочной системы, полученных с использованием разработанной методики, и

экспериментальных данных проводилось для дизеля Ч 12/12 на примере одного из основных узлов смазочной трибосистемы дизеля - соединении коренных и шатунных подшипников коленчатого вала. Система смазки, включающая четвертый коренной, третий и седьмой шатунные подшипники дизеля приведена на рис. 3.3. Экспериментальные исследования для этих подшипников проведены в Научно-техническом центре КамАЗ (г. Набережные Челны). Для расчетных экспериментов была составлена математическая модель системы «главная масляная магистраль - коренной подшипник - шатунные подшипники». Моторное масло поступает из главной масляной магистрали в отверстие в верхнем полувкладыше коренного подшипника и далее по канавке на его поверхности (полукольцевая канавка протяженностью 180 град.) попадает в смазочный слой подшипника. Часть смазочной жидкости вытекает через торцы опоры, а остающаяся в слое проходит через сквозное отверстие в коренной шейке и сверление в кривошипе и попадает во внутреннюю полость шатунной шейки. Далее смазочная жидкость по четырем каналам шатунной шейке подается в смазочный слой шатунных подшипников, на поверхности вкладышей которых смазочная канавка отсутствует и далее вытекает через торцы этих подшипников.

В качестве исходных данных при составлении математической модели узла приняты: геометрические размеры подшипников и маслоподводящих каналов, температура на входе в коренной подшипник, давление масла на входе, частота вращения коленчатого вала дизеля, режим нагружения, реологические характеристики моторного масла.

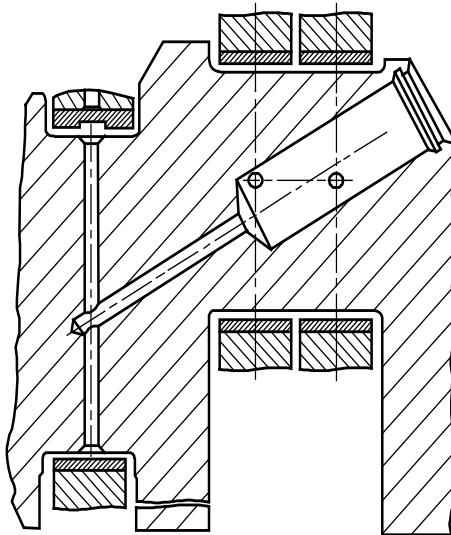


Рис. 3.3. Схема системы смазки коренного и шатунных подшипников дизеля Ч 12/12

Рассмотрим систему уравнений, описывающую процессы течения смазки в узле, включающем в себя коренной и два шатунных подшипника.

Потеря напора при выходе в коренной подшипник описывается выражением:

$$p_1 - p_2 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi \cdot Q_1^2}{(\pi \cdot d_1^2)^2}, \quad (3.7)$$

где  $p_1$  – давление на входе в коренной подшипник;  $p_2$  – давление в канавке на поверхности вкладыша коренного подшипника;  $d_1$  – диаметр маслоподводящего канала коренного подшипника;  $\xi$  – сопротивление входа в канавку коренного подшипника (вход в ёмкость [154]);  $Q_1$  – расход жидкости из главной масляной магистрали в отвод;  $\rho$  – плотность смазочной жидкости.

Расход смазки через торцевые поверхности коренной опоры

$$Q_{k4} = R_{k4} (p_2 - p_{cn}), \quad (3.8)$$

где  $p_{cn} = 0$  – избыточное давление в картере двигателя;  $R_{k4} = f(p_2, T, \alpha, \dots)$  – гидравлическое сопротивление, определяемое в результате гидродинамического расчета коренного подшипника по углу поворота коленчатого вала.

Потеря напора при входе в канал коренной шейки коленчатого вала:

$$P_2 - P_3 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_2 \cdot Q_2^2}{(\pi \cdot d_2^2)^2}, \quad (3.9)$$

где  $p_3$  – давление во входной части первого канала в коренной шейке;  $Q_2$  – расход в первом канале коренной шейки;  $\xi_2$  – сопротивление входа в канал шейки.

Сопротивление входа в канал  $\xi_2$  определяется в зависимости от положения входного отверстия в коренной шейке по отношению к полукольцевой канавке в верхнем полувкладыше:

$$\xi_2 = \begin{cases} \xi' + \sigma_1 / n^2, & \text{если } 90^\circ \geq \alpha \geq 0^\circ; \quad 450^\circ \geq \alpha \geq 270^\circ; \quad 720^\circ \geq \alpha \geq 630^\circ \\ \xi' + \xi_\Sigma + \sigma_2 / n^2, & \text{если } 90^\circ > \alpha > 270^\circ; \quad 630^\circ > \alpha > 450^\circ; \end{cases}$$

где  $\xi' = f(r / d_2)$  – эмпирический коэффициент, зависящий от соотношения радиуса закругления входной части канала в коренной шейке  $r$  к диаметру канала  $d_2$  [45];  $\sigma_1 = f(h_1 / d_2)$  – эмпирический коэффициент, зависящий от отношения глубины канавки в коренной шейке  $h_1$  к диаметру  $d_2$  [154];  $\sigma_2 = f(h_2 / d_2)$  – эмпирический коэффициент, зависящий от отношения толщины смазочного слоя перед входом в отверстие канала коренной шейки  $h_2$ , определяемый из гидродинамического расчета подшипника, к диаметру  $d_2$ ;  $n = F_1 / F_0$  – отношение площади входного отверстия с учетом входной фаски  $F_1$  к площади поперечного сечения канала  $F_0$ ;  $\xi_\Sigma$  – сопротивление сужения при течении жидкости из канавки в смазочный зазор между нижним полувкладышем и шейкой коренного подшипника (принимаем  $\xi_\Sigma = \text{const}$  для среднего значения толщины смазочного слоя).

Узловое уравнение расходов запишем в виде:

$$Q_1 = Q_{k4} + Q_2. \quad (3.10)$$

Потеря напора по длине канала в шейке коренного подшипника

$$P_3 - P_1 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_3 \cdot Q_2^2}{(\pi \cdot d_2^2)^2}, \quad (3.11)$$

где  $\xi_3 = \lambda_1 l_1 / d_2$  – сопротивление по длине канала в коренной шейке;  $l_1$  – длина канала в коренной шейке;  $\lambda_1 = f(R_e, \Delta)$  – коэффициент трения [154], определяемый в зависимости от параметра относительной шероховатости трубы  $\Delta$  и числа Рейнольдса  $R_e = Ud_2/\nu$  ( $U$  – скорость жидкости;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости).

Инерционный напор в канале коренной шейки

$$p_5 - p_4 = \frac{\rho \omega^2 (r_1^2 - r_2^2)}{2}, \quad (3.12)$$

где  $\omega$  – угловая частота вращения коленчатого вала дизеля;  $r_2$  – расстояние от оси вращения вала до входного и выходного отверстий канала в коренной шейке.

Потеря напора на входе в наклонный канал коленчатого вала

$$p_5 - p_6 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_4 \cdot Q_2^2}{(\pi \cdot d_2^2)^2}, \quad (3.13)$$

где  $\xi_4$  – сопротивление поворота потока на угол  $\alpha_1$  с изменением диаметра наклонного канала.

Потеря напора по длине наклонного канала

$$p_6 - p_7 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_5 \cdot Q_2^2}{(\pi \cdot d_3^2)^2}, \quad (3.14)$$

где  $\xi_5 = \lambda_2 l_2 / d_3$  – сопротивление по длине наклонного канала;  $\lambda_2 = f(R_e, \Delta)$  – коэффициент трения;  $l_2, d_3$  – длина и диаметр наклонного канала.

Инерционный напор в наклонном канале

$$p_8 - p_7 = \frac{\rho \omega^2 (r_3^2 - r_4^2)}{2}, \quad (3.15)$$

где  $r_3, r_4$  – расстояние от оси вращения коленчатого вала до оси входного и выходного отверстий наклонного канала.

Потеря напора на местном сопротивлении

$$p_8 - p_9 = \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_6 \cdot Q_2^2}{(\pi \cdot d_3^2)^2}, \quad (3.16)$$

где  $\xi_6$  - сопротивление расширению потока с углом конусности  $\alpha_2$  [154].

Потеря напора на входе в каналы шатунной шейки 3-й и 7-й шатунных подшипников

$$\begin{aligned} p_9 - p_{10} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_7 \cdot Q_3^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; & p_9 - p_{11} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_7 \cdot Q_4^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; \\ p_9 - p_{12} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_7 \cdot Q_5^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; & p_9 - p_{13} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_7 \cdot Q_6^2}{(\pi \cdot d_6^2)^2}, \end{aligned} \quad (3.17)$$

где  $\xi_7$  – сопротивление входа в канал из ёмкости;  $d_4$  – диаметр канала в шатунной шейке.

Узловое уравнение расходов запишем в виде:

$$Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (3.18)$$

где  $Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$  – расходы в каналах шатунной шейки.

Потери напора по длине при движении жидкости по каналам шатунных шеек

$$\begin{aligned} p_{10} - p_{14} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_8 \cdot Q_3^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; & p_{11} - p_{12} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_9 \cdot Q_4^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; \\ p_{12} - p_{16} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_{10} \cdot Q_5^2}{(\pi \cdot d_4^2)^2}; & p_{13} - p_{17} &= \frac{8 \cdot \rho \cdot \xi_{11} \cdot Q_6^2}{(\pi \cdot d_6^2)^2}, \end{aligned} \quad (3.19)$$

где  $\xi_8 = \lambda_8 l_3/d_4$ ;  $\xi_9 = \lambda_9 l_3/d_4$ ;  $\xi_{10} = \lambda_{10} l_3/d_4$ ;  $\xi_{11} = \lambda_{11} l_3/d_4$  – сопротивления по длине в каналах шатунных шеек.

Поскольку на поверхности полувкладышей шатунных подшипников отсутствуют канавки, то потери напора при выходе из каналов шатунных шеек представим, как выход из отверстия в тонкий смазочный слой

$$\begin{aligned} p_{14} - p_{18} &= \frac{\rho \cdot Q_3^2}{2\mu_z^2(\pi d_4)^2 h_1^2}, & p_{15} - p_{19} &= \frac{\rho \cdot Q_4^2}{2\mu_z^2(\pi d_4)^2 h_2^2}, \\ p_{16} - p_{20} &= \frac{\rho \cdot Q_5^2}{2\mu_z^2(\pi d_4)^2 h_3^2}, & p_{17} - p_{21} &= \frac{\rho \cdot Q_6^2}{2\mu_z^2(\pi d_4)^2 h_4^2}, \end{aligned} \quad (3.20)$$

где  $\mu_z$  – коэффициент расхода щели, определяемый потерями на сужение и расширение потока, который при изменении чисел Рейнольдса в пределах

$R_e = 250 \dots 280$  составляет 0,78-0,68 (принимаем его равным:  $\mu_z = 0,72$ );  $h_1, h_2, h_3, h_4$  – зазоры (рассчитанные значения толщины смазочного слоя) перед отверстиями в шатунных шейках, в зависимости от угла поворота коленчатого вала и определяемые в результате гидродинамического расчета.

Расход смазки через торцевые поверхности шатунных опор

$$Q_{ш3} = R_{ш3} (p_{18} - p_{сп}); Q_{ш7} = R_{ш7} (p_{20} - p_{сп}), \quad (3.21)$$

где  $R_{ш3}, R_{ш7}$  – гидравлические сопротивления, определяемые в результате гидродинамического расчета шатунных подшипников в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ .

Рассматриваемый узел представляет собой гидравлическую систему с последовательно – параллельным соединением гидравлических сопротивлений. Схема замещения узла представлена на рис. 3.4, где приняты следующие обозначения: GDR1 – сопротивление входа в канавку коренного подшипника ( $\xi_1$ ); RK4 – нелинейная функция, таблично заданная зависимостью между  $Q_{K4}$  и  $(p_{20} - p_{сп})$  (определенная из гидродинамического расчета); GDR2 и GDR3 – сопротивления входа во внутренний канал в коренной шейке ( $\xi_2$ ); GDL1 и GDL2 – сопротивление по длине канала в коренной шейке ( $\xi_3$ ); EK1 и EK2 – инерционные напоры в канале коренной шейки; GDR4 и GDR5 – сопротивления входа в наклонный канал из 1-го и 2-го каналов коренной шейки соответственно ( $\xi_4$ ); GDL3 – сопротивление по длине наклонного канала ( $\xi_5$ ); EK3 – инерционный напор в наклонном канале; GDR6 – сопротивление впускного расширения с углом конусности  $120^0$  ( $\xi_6$ ); GDL6 – сопротивление по длине при движении жидкости по широкому каналу шатунной шейки ( $\xi_8$ ); GDR7, GDR8 и GDR11, GDR12 – сопротивление входа в каналы шатунных шеек, соответственно 3-й и 7-й шатунных подшипников ( $\xi_7$ ); GDL4, GDL5 и GDL7, GDL8 – сопротивление по длине при движении жидкости по отводным каналам шатунных шеек ( $\xi_9, \xi_{10}, \xi_{11}, \xi_{12}$ ); GDR9, GDR10 и GDR11, GDR12 – сопротивление выхода из каналов шатунных шеек ( $\xi_{13}, \xi_{14}, \xi_{15}, \xi_{16}$ ); RIW3, RIW7 – нелинейные функции,

определеняемые зависимостями расходов  $Q_{ш3}$  и  $Q_{ш7}$  и давлений ( $p_{18} - p_{сн}$ ) и ( $p_{20} - p_{сн}$ ) соответственно (определяются из гидродинамического расчета).

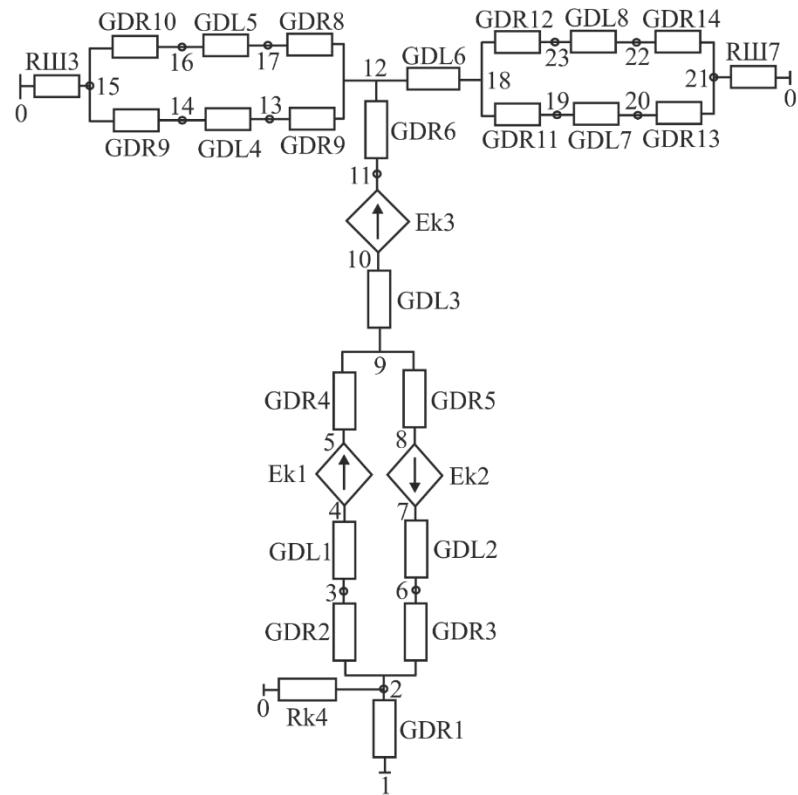


Рис. 3.4. Схема замещения системы смазки 4-й коренной и 3-й и 7-й шатунных опор двигателя Ч12/12

В табл.3.1 приведены исходные данные и результаты расчетов средних значений расходов на входе в коренной подшипник и средних значений давления масла в выходном канале шатунной шейки третьего шатунного подшипника. Средние значения давлений в выходном канале сравнивались с результатами экспериментальных замеров, выполненных в НТИ КамАЗ.

Представленные результаты для восьми вариантов, отличающихся частотой вращения коленчатого вала, давлением и температурой смазочной жидкости на входе в коренной подшипник, углами расположения отверстий в шатунной шейке, свидетельствуют о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных. Отличие расчетных исследований от экспериментальных не превысило 10%.

Таблица 3.1. Сравнение расчетных и экспериментальных результатов для дизеля ЧН 12/12

№ варианта	Исходные данные				Расчет		Эксперимент
	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$p_{вх4}$ , МПа	$T_0$ , °C	$\varphi_0$ , град	$\bar{Q}_0$ , см <sup>3</sup> /с	$\bar{p}_0$ , МПа	
1	1700	0,441	80	270	79,52	0,320	0,344
2	2600	0,449	80	270	82,16	0,382	0,397
3	1700	0,433	90	270	90,37	0,314	0,322
4	2600	0,484	90	270	81,16	0,356	0,385
5	1700	0,448	80	90; 270	96,11	0,329	0,331
6	2600	0,467	80	90; 270	100,47	0,350	0,352
7	1700	0,440	90	90; 270	95,82	0,308	0,306
8	2600	0,479	90	90; 270	97,13	0,326	0,338

Примечание:  $n$  – частота вращения коленчатого вала;  $p_{вх4}$ ,  $T_0$  – давление и температура масла на входе в 4-ю коренную опору;  $\varphi_0$  – угол расположения отверстий в шатунной шейке;  $\bar{Q}_0$  – среднее значение расхода смазочной жидкости через отверстие;  $\bar{p}_0$  – среднее значение давления в канале шатунной шейки.

### 3.3. Микроеометрия смазочного слоя

#### 3.3.1 Подшипники коленчатого вала

Численное моделирование регулярной микроеометрии, в частности, текстурирования контактирующих поверхностей радиальных подшипников скольжения осуществляется путем изменения толщины смазочной пленки  $h$  в соответствии с задаваемым микрорельефом поверхности трения.

В частности, текстурирование поверхности вкладышей коренных подшипников может выполняться в виде эллиптических ямок (рис. 3.5). Таким способом возможно увеличить несущую способность смазочного слоя тяжелонагруженного подшипника.

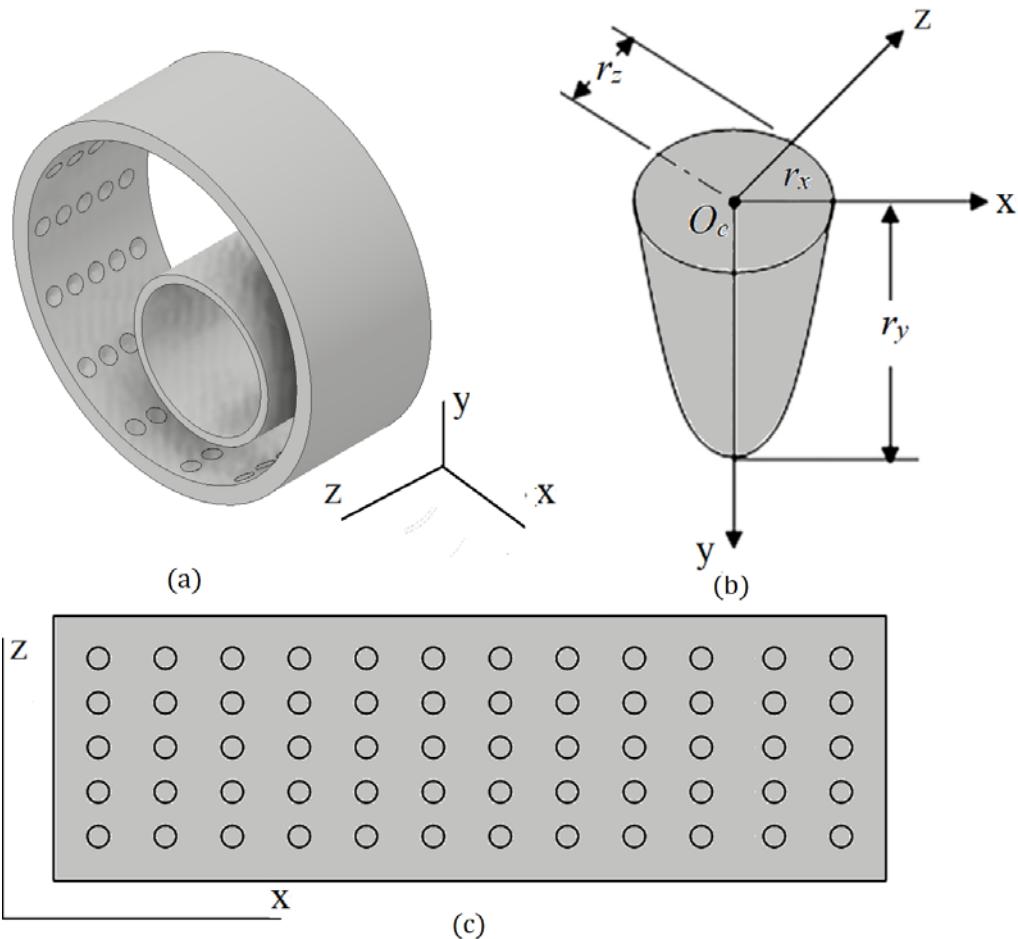


Рис. 3.5. Текстурированная поверхность подшипника (а) с размерами микроямок (б) и развернутая поверхность вкладыша (с)

В общем случае эллиптические ямки на поверхности вкладыша в этом случае описываются каноническим уравнением эллипсоида:

$$\frac{(x - x_c)^2}{r_x^2} + \frac{(y - y_c)^2}{r_y^2} + \frac{(z - z_c)^2}{r_z^2} = 1. \quad (3.22)$$

Здесь  $r_x, r_y, r_z$  – радиусы эллиптических ямок. Для сферических ямок  $r_x = r_z = r$ . Центр ямки расположен в точке с координатами  $(x_c, y_c, z_c)$ . Поскольку микроямка непосредственно закреплена на поверхности вкладыша подшипника координата  $y_c = 0$ .

Запишем уравнение (3.1) относительно координаты  $y$ :

$$y = \frac{r_y}{r} \sqrt{r^2 - (x - x_c)^2 - (z - z_c)^2}. \quad (3.23)$$

Координата  $y$  отражает изменение толщины смазочного слоя для подшипника, текстурированного микроямками с координатами  $O_c(x_c, z_c)$ , радиусом  $r$  и глубиной  $r_y$ .

Изменение толщины смазочного слоя  $\Delta h$  соответствует изменению координаты  $y$  и подчиняется следующему условию:

$$\Delta h = \begin{cases} \frac{r_y}{r} \sqrt{r^2 - (x - x_c)^2 - (z - z_c)^2}, & \text{если } \sqrt{x^2 + z^2} \leq r, \\ 0, & \text{если } \sqrt{x^2 + z^2} > r. \end{cases} \quad (3.24)$$

Условие (3.24) означает следующее. Если расстояние от центра микроямки до ее границ меньше радиуса микроямки, то приращение толщины смазочного слоя  $\Delta h$  будет соответствовать изменению координаты  $y$  в точке с координатами  $(x, z)$  в границах микроямки. Если расстояние от центра микроямки до ее границ больше  $r$  – приращения толщины смазочного слоя за счет текстурирования поверхности не произойдет и толщина смазочного слоя останется прежней.

Таким образом, уравнение (3.24) может использоваться для симуляции текстурирования поверхности трения эллиптическими микроямками. Пример численного моделирования единичной сферической микроямки представлен на рис. 3.6.

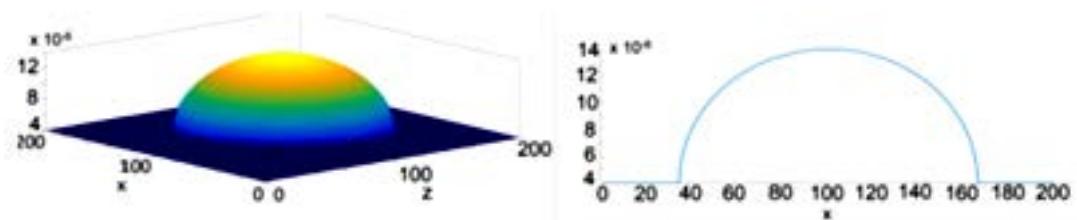


Рис. 3.6. Пример единичной сферической микроямки

Расположение микроямок для полностью текстурированной поверхности показано на рисунке 3.7.

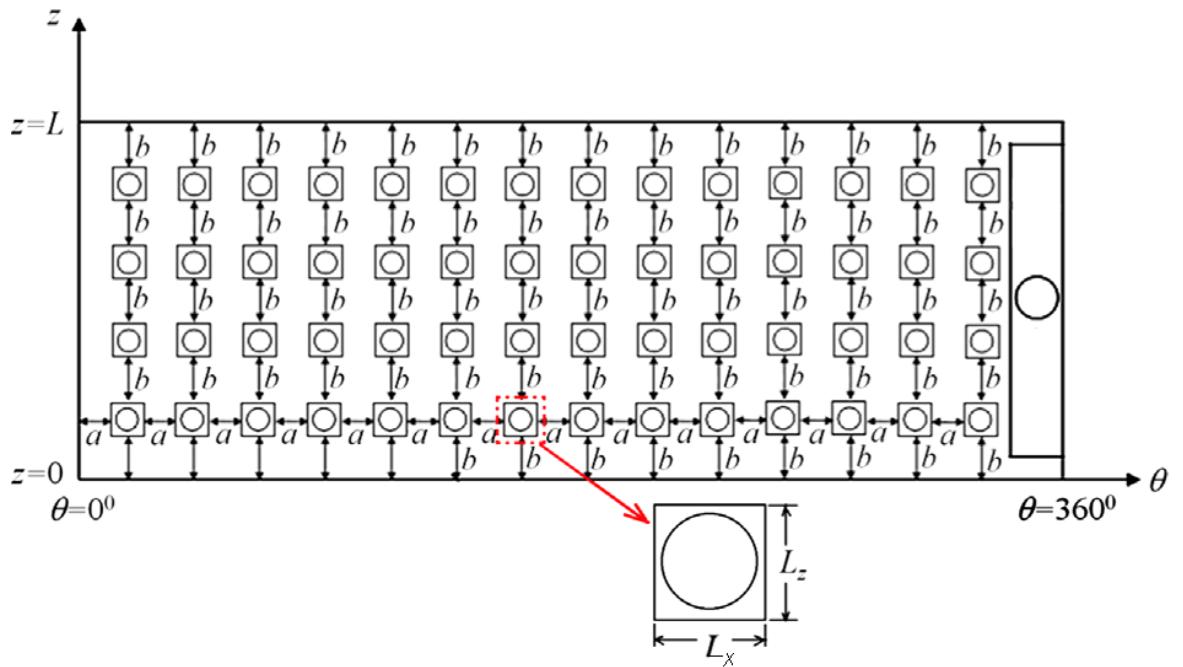


Рис. 3.7. Распределение микроямок на поверхности подшипника

Кроме того, широко распространена практика нанесения на поверхности трения гидродинамических подшипников скольжения регулярной микрографии в виде микроканавок, которые могут рассматриваться как один из видов микротекстурирования поверхности трения.

В частности, безразмерная протяженность окружной (радиальной) микроканавки на поверхности вкладыша коренного подшипника в направлении оси  $\bar{z}$ , задавалась формулой:

$$\bar{b}_z = n \cdot \Delta_z; \quad n = \text{int}(\bar{b}_z / \Delta_z), \quad (3.25)$$

где  $\Delta_z$  – размер шага сетки;  $n$  – масштабный множитель. Таким образом, границы канавки задавались с точностью размеров ячеек сетки, а в канавке и на ее границах устанавливалось значение глубины микроканавки  $h_k$ .

Если элемент текстурирования поверхности располагается на подвижном элементе трибосопряжения (шатунный подшипник, юбка

поршня, поршневое кольцо) его координата в момент времени  $(\tau + \Delta\tau)$  определяется по формуле

$$\varphi_o(\tau + \Delta\tau) = \varphi_o^h(\tau) + \bar{\omega} \cdot \Delta\tau, \quad (3.26)$$

где  $\varphi_o^h(\tau)$  – начальный угол положения элемента микротекстурирования.

### 3.3.2. Подшипники ротора турбокомпрессора

На рис. 3.8 схематично представлен упорный подшипник скольжения ротора ТКР дизеля. На горизонтальном роторе 1 жестко крепится пята 2, вращающаяся с постоянной угловой частотой  $\omega$ , подпятник 3 неподвижен. Математическая модель упорного подшипника имеет следующие допущения: осевая нагрузка  $N$ , действующая на ротор, неизменна и уравновешивается реакциями смазочного слоя; плоскости пяты и подпятника параллельны, подпятник занимает равновесное положение относительно корпуса ТКР; ось упорного подшипника совпадает с осью вращения ротора турбокомпрессора.

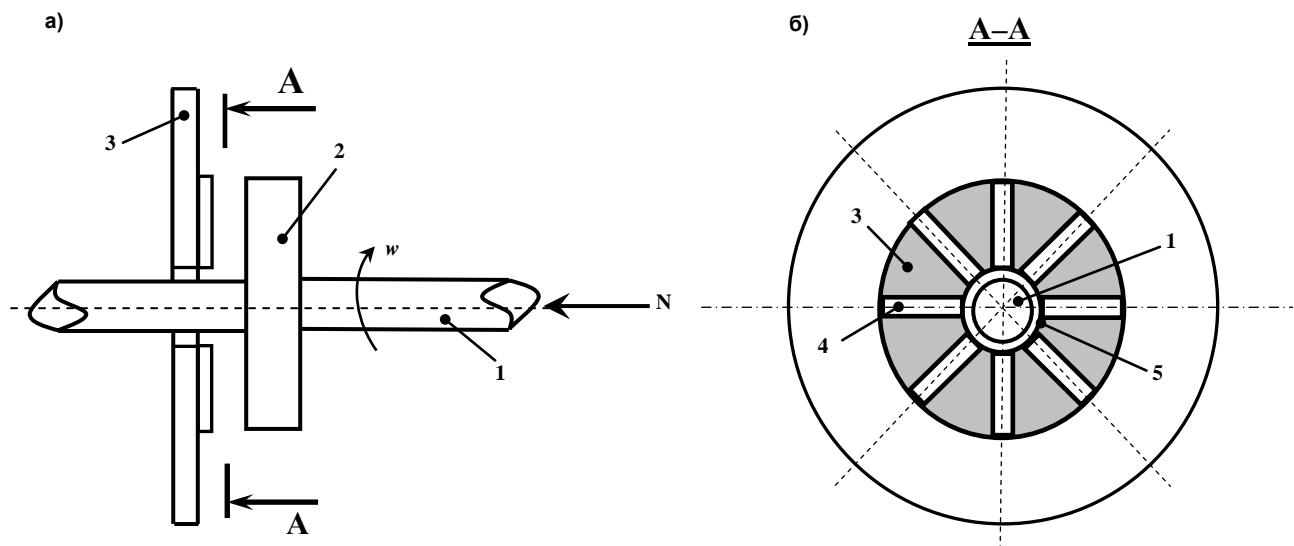


Рис. 3.8. Схема упорного подшипника скольжения ТКР ДВС:  
(а) – вид сбоку; б) – разрез А-А): 1 – ротор; 2 – пята; 3 – упорный подшипник; 4 – осевые канавки; 5 – кольцевая канавка

Поверхность упорного подшипника ротора представляет собой сегменты, разделенные канавками 4. Поверхность сегментов представляет собой плоскость с нанесенными на нее методом лазерного текстурирования микроямки (рис. 3.9) с заданной глубиной  $h_p$  (рис. 3.9 б) и радиусом  $r_p$  (рис. 3.9 в).

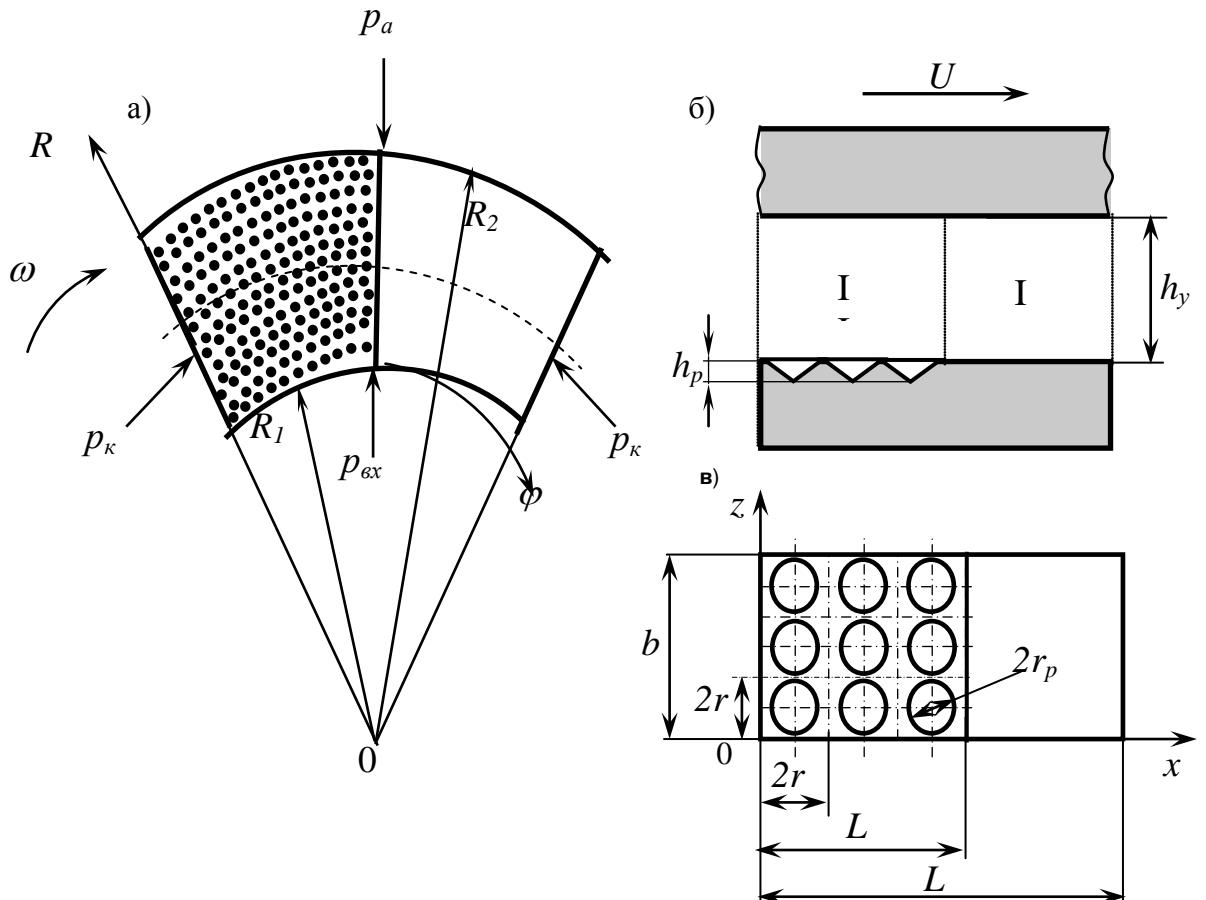


Рис. 3.9. Текстурированный упорный подшипник ротора ТКР дизеля:  
а – схема сегмента; б – схема подшипника; в – расчетная схема (вид сверху)

Плотность распределения микроямок на поверхности упорного упорного подшипника определяется как  $S_p = \pi r_p^2 / 4\kappa r_1^2$ , где  $\kappa = r_2 / r_1$ . Одним из основных параметров лазерного текстурирования считается относительное значение части сегмента упорного подшипника с нанесенными микроямками  $\alpha = L_p / L$ , где  $L_p$  – длина поверхности сегмента

с текстурированием. На рис. 3.9 обозначена ширина сегмента упорного подшипника  $b$ . Каждая отдельная микроямка располагается в центре расчетной ячейки с размером сторон  $2r_1 \times 2r_2$  (рис. 3.9 в).

Смазка по внутренней кольцевой канавке на радиусе  $R_1$  под давлением  $p_{ex}$  (рис. 3.9 а) и температурой  $T_{ex}$  попадает в подшипник, при этом давление на торце подшипника, на наружном радиусе  $R_2$ , принимается равным атмосферному  $p_a$  (рис. 3.9 а).

Давление в радиальных канавках, которые разделяют подшипник на сегменты обозначим через  $p_k$ . Оно подчиняется линейному закону и изменяется в пределах от  $p_{ex}$  до  $p_a$  (рис. 3.9 а).

Несущая способность смазочного слоя подшипника создается за счет гидродинамических клиньев, возникающих в области расположения микроямок на поверхности.

В работах, посвященных исследованию топографии поверхности упорного подшипника ротора ТКР, приводятся снимки выполненного лазерного текстурирования с микроямками в большом разрешении, из которых видно, что микроямки могут иметь различную форму: обратный конус (рис. 3.10) или полусферу (рис. 3.11)

В работе предлагается универсальная математическая модель описания микротопографии упорного подшипника, пригодная для описания уравнения толщины смазочного слоя в микроямке для форм обратного конуса и полусферы. Значение толщины смазочного слоя в области, где отсутствует текстурирование (зона I) (рис. 3.9 б), устанавливается равным  $h = h_y$ . В текстурированной области (зона II на рис. 3.9 б) для расчета значений толщины смазочного слоя  $h^*$  в любой точке поверхности закрепляется локальная система координат  $O_e x_e y_e z_e$  с началом  $O_e$  в центре микроямки (рис. 3.12). В случае формы микроямки в виде обратного конуса толщина смазочного слоя определяем из подобия треугольников (рис. 3.13 а).

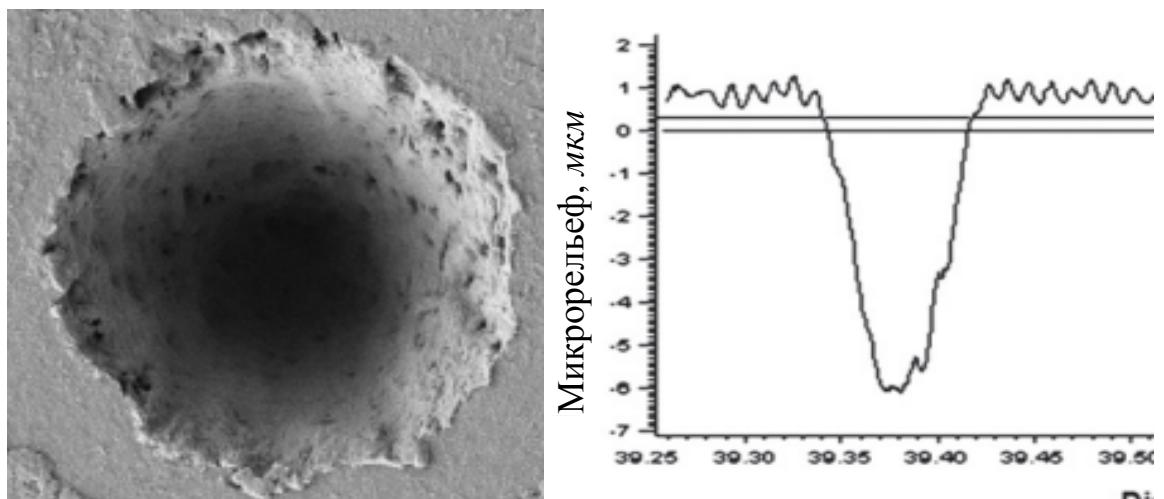


Рис. 3.10. Микроямки в форме обратного конуса

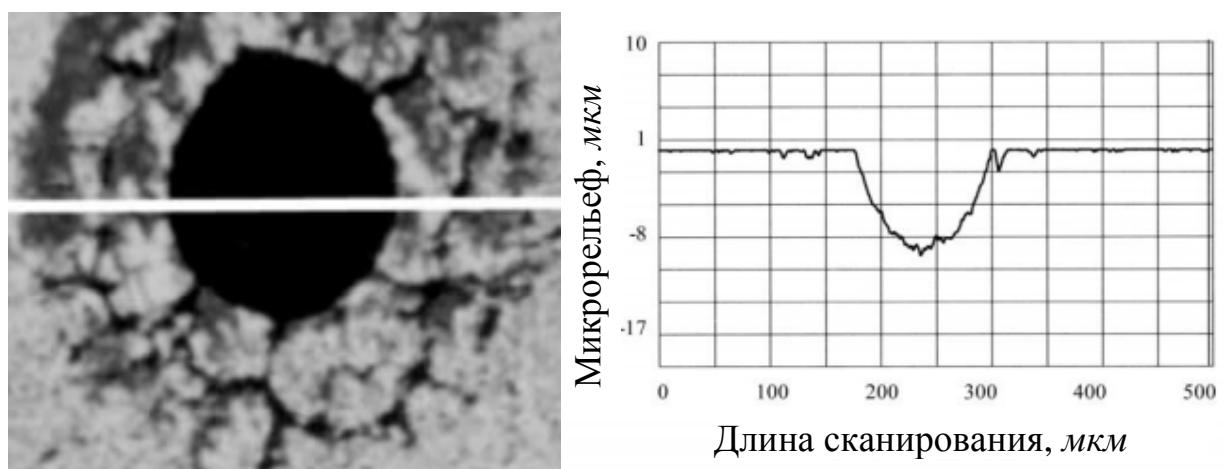


Рис. 3.11. Микроямки в форме полусфера

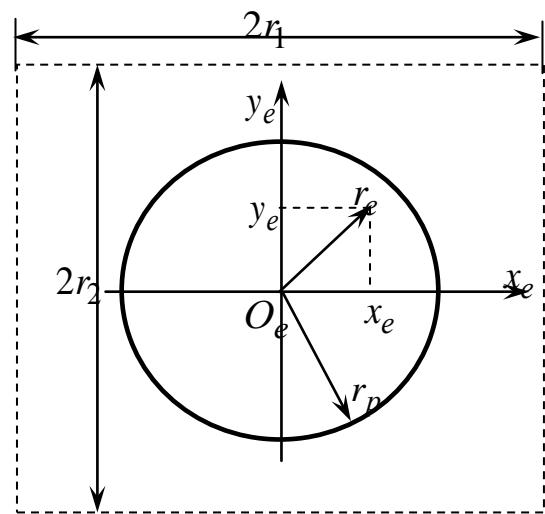
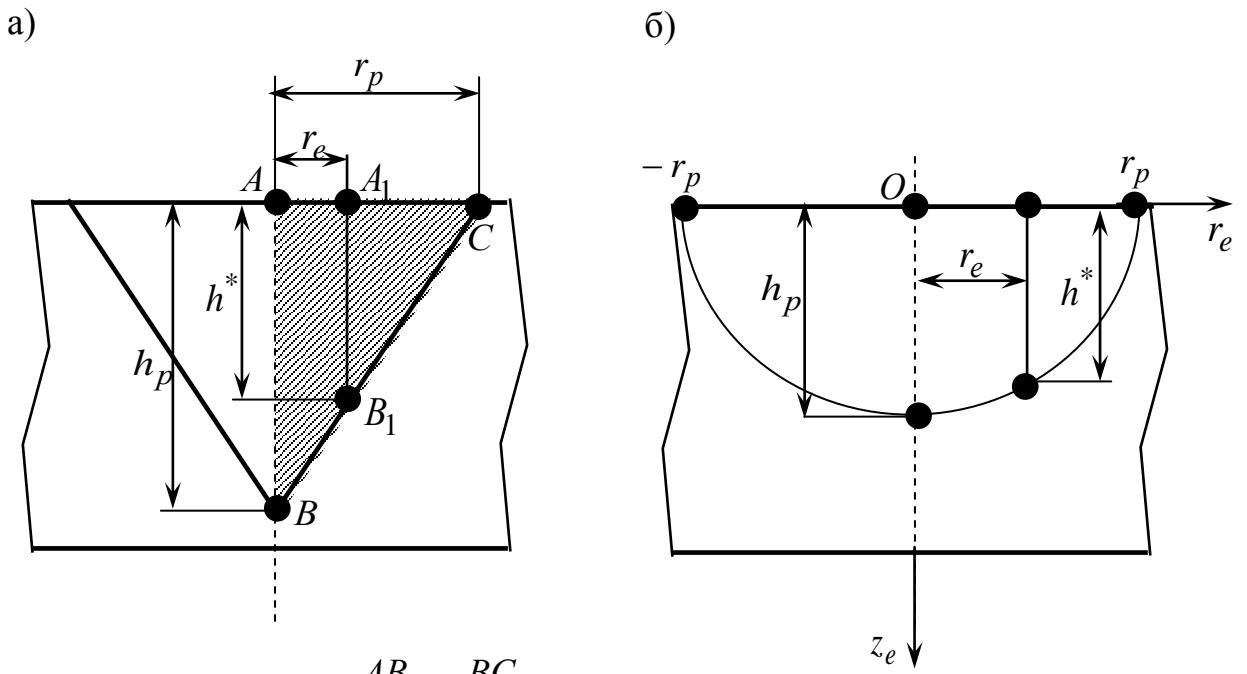


Рис. 3.12. Расчетная ячейка в координатах  $O_e x_e y_e z_e$



$$\Delta ABC \approx \Delta A_1 B_1 C \Rightarrow \frac{AB}{A_1 B_1} = \frac{BC}{B_1 C},$$

отсюда

$$h^* = \frac{(r_p - r_e) \cdot h_p}{r_p}$$

$$h^* = -\frac{h_p}{r_p^2} x^2 + h_p$$

Рис. 2.13. К определению толщины смазочного слоя в микроямке:

а) форма обратного конуса; б) форма полусферы

Для варианта микроямки в виде формы полусферы толщина смазочного слоя определится из уравнения параболы (рис. 3.13 б), которое запишем в координатах  $Ox_e z_e$  в общем виде (3.27):

$$z_e = ax^2 + bx + c. \quad (3.27)$$

После разложения уравнения (3.27) на линейные множители получим:

$$z_e = ax^2 + bx + c = a(x - x_1)(x - x_2). \quad (2.28)$$

Поскольку корнями уравнения (3.27) являются:  $x_1 = r_p$ ,  $x_2 = -r_p$

запишем (3.28) в виде:

$$z_e = a(x^2 - r_p^2). \quad (3.29)$$

Для нахождения коэффициента  $a$  рассмотрим вариант, когда  $x=0$ , и из уравнения (3.29) найдем:

$$a = -\frac{h_p}{r_p^2}. \quad (3.30)$$

Подставив параметр  $a$  в уравнение (3.29) получим формулу для определения толщины смазочного слоя  $h^*$  в произвольной точке поверхности подшипника:

$$z_e = h^* = -\frac{h_p}{r_p^2} x^2 + h_p. \quad (3.31)$$

В общем виде система уравнений для расчета толщины смазочного слоя в упорном подшипнике ротора ТКР запишется в виде:

$$\bar{h} = \begin{cases} \bar{h}_y, & \text{при } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 \geq \bar{r}_p^2 \\ \bar{h}_y + \bar{h}^*, & \text{при } \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 < \bar{r}_p^2 \end{cases}, \quad (3.32)$$

где  $\bar{h} = h/h_0$ ;  $\bar{h}_y = h_y/h_0$ ;  $\bar{h}_p = h_p/h_0$ ;  $\bar{r}_p = r_p/h_0$ ;  $\bar{r}_e = r_e/h_0$ ;  $\bar{x}_e = x_e/h_0$ ;  $\bar{y}_e = y_e/h_0$ ,  $h_0$  – характерная толщина смазочного слоя.

Работоспособность упорных подшипников высокоскоростных ТКР ДВС рассчитывается на основе таких характеристик как: несущая способность (НС) ( $W, H$ ); потери мощности на трение ( $N, Bm$ ); массовый расход моторного масла ( $Q_m, \kappa g/c$ ).

На основе интегрирования модифицированного уравнения Элрода определяются: гидродинамическая (подъемная) сила  $R$ ; сила  $F_{mp}$  и момент  $M_{mp}$  сопротивления вращению пяты, вследствие касательных напряжений  $\tau$  в смазочном слое.

Проекции реакции смазочного слоя  $R$  на оси  $Oxuz$  определялись выражением для одного сегмента упорного подшипника:

$$R_y = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Элементарная сила  $F_{mp}$  зависит от  $\tau$  и при вязком сдвиге имеет вид:

$$dF_{mp} = \tau \cdot dx \cdot dz, \text{ где } \tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h}.$$

$F_{mp}$  и  $M_{mp}$  с учетом  $\tau$  определялись выражениями:

$$F_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L \tau dx dz,$$

$$M_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L (R + \Delta z) \tau dx dz.$$

НС подшипника определялась выражением:

$$W = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Потери мощности на трение запишем в виде:

$$N_{mp} = M_{mp} U.$$

Коэффициент трения в сопряжении определялся соотношением:

$$f_{mp} = F_{mp} / W.$$

Объемный расход смазочной жидкости в радиальном направлении:

$$Q_{V(r)} = kn \int_0^L \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx.$$

В окружном направлении объемный расход смазочной жидкости:

$$Q_{V(\varphi)} = kn \int_{R_1}^{R_2} \left( -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Uh}{2} \right) dz.$$

Массовый расход:

$$Q_{m(r,\varphi)} = Q_{(r,\varphi)} \cdot \rho.$$

### 3.4. Расчетный анализ гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений ДВС с учетом регулярной микрографии

Создание определенной регулярной топографии на поверхностях трения тяжелонагруженных подшипников ДВС может оказывать положительный эффект в снижении потерь на трение и, как следствие, способствовать улучшению топливной экономичности двигателя. Таким образом, необходимо проведение детального исследования влияния регулярной микрографии в совокупности с учетом реологических свойств смазочного материала и кавитационных явлений, описываемых уравнением Элрода при граничных условиях ЯФО, поскольку эффект нанесения микрографического профиля наиболее полно проявляется при смешанном и граничном режимах трения.

#### 3.4.1 Расчетный анализ гидромеханических характеристик подшипников коленчатого вала

##### *Коренные подшипники коленчатого вала дизеля*

Для расчета выбран 2,2 литровый 16-ти клапанный дизельный двигатель DOHC с непосредственным впрыском, общей рампой и турбонаддувом, основные технические характеристики которого приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Технические характеристики двигателя

Параметр	Значение
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	96
Степень сжатия	17,2
Максимальная мощность при 4000 об/мин, кВт	104,4
Максимальный крутящий момент при 1700 об/мин, Н·м	320
Максимальное давление в цилиндре, бар	25

В качестве примера расчетного анализа влияния регулярной микрографии на гидромеханические характеристики выбран наиболее нагруженный 3-ий коренной подшипник, нагрузки для которого приведены на рис. 3.14. Исходные данные для расчета подшипника приведены в табл. 3.3.

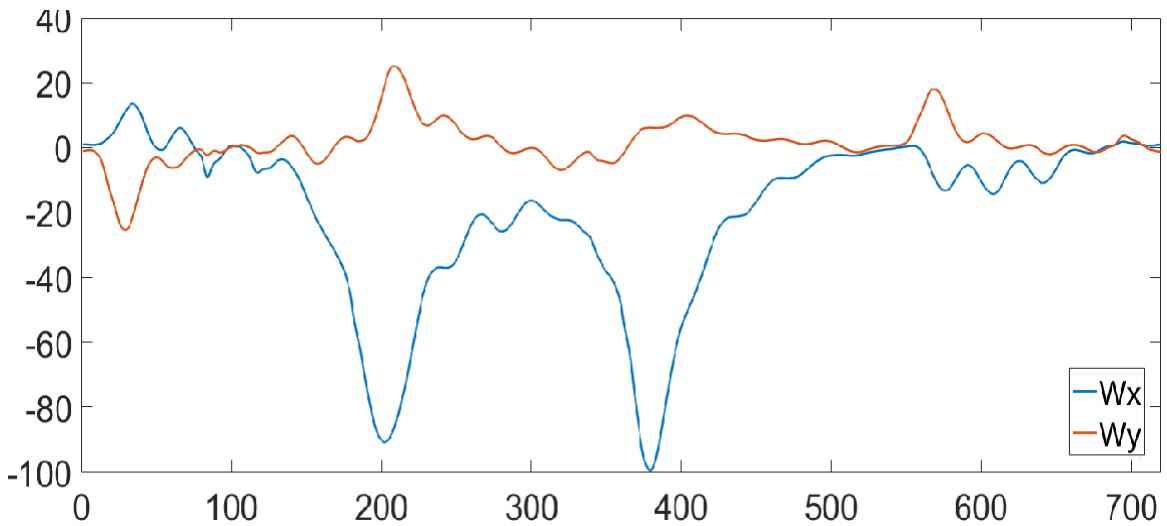


Рис. 3.14. Силы, действующие на 3-й коренной подшипник

Таблица 3.3. Исходные данные для расчета ГМХ 3-го коренного подшипника с учетом микрографии поверхности трения

Параметр	Значение
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1500, 3000
Радиальный зазор, мкм	50
Радиус вала, мм	20
Ширина подшипника, мм	40
Теплопроводность, Дж/(кг град.)	1840
Глубина $r_y$ микроямки, мкм	20
Радиусы микроямки ( $r_x, r_z$ ), м	0,0015, 0,0015
Плотность расположения микроямок $\varepsilon_b$	0,489
$a$ , м	0,000645
$b$ , м	0,001214
$L_x$ , м	0,0063
$L_z$ , м	0,0063
$T_0, ^\circ\text{C}$	40
$\mu_0, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,080

Сравнение результатов расчета потерь на трение показало практически полное совпадение (рис. 3.15) с результатами зарубежных авторов Jonatha O. de Matos Reis, Gabriel W. Rodrigues, Marco L. Bittencourt .

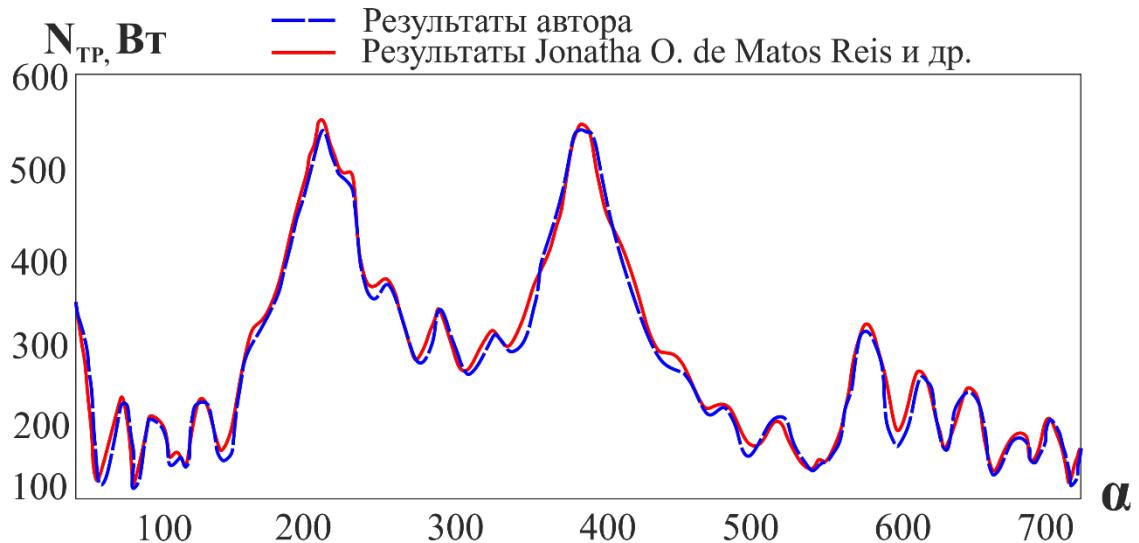


Рис. 3.15. Зависимость потерь на трение в коренном подшипнике от угла поворота коленчатого вала дизеля

#### *Шатунные подшипники коленчатого вала дизеля ЧН 13/15*

Выполнены расчетные исследования влияния микрогеометрических параметров текстурирования вкладышей на ГМХ шатунного подшипника форсированного дизеля ЧН 13/15.

В качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма для режима максимальной мощности ( $\omega=2100$  об/мин) (табл. 3.4), а также вязкостно-температурная характеристика основного моторного масла М-10ДМ ( $\mu_{40} = 0,0762$  Н·м  $\mu_{80} = 0,0175$  Н·м,  $\mu_{100} = 0,0103$  Н·м).

Основные исходные данные для расчета ГМХ шатунных подшипников представлены в табл. 3.5.

Таблица 3.4. Избыточное давление газов в цилиндре дизеля по углу поворота коленчатого вала  $P_z(\alpha)$  на режиме максимальной мощности

$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha), \text{МПа}$	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha), \text{МПа}$	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha), \text{МПа}$
0	0	245	0,201	490	0,724
5	0	250	0,22	495	0,694
10	0	255	0,242	500	0,669
15	0	260	0,268	505	0,648
20	0	265	0,299	510	0,63
25	0	270	0,336	515	0,616
30	0	275	0,382	520	0,604
35	0	280	0,437	525	0,596
40	0	285	0,504	530	0,59
45	0	290	0,588	535	0,586
50	0	295	0,692	540	0,585
55	0	300	0,825	545	0
60	0	305	0,994	550	0
65	0	310	1,214	555	0
70	0	315	1,502	560	0
75	0	320	1,884	565	0
80	0	325	2,396	570	0
85	0	330	3,082	575	0
90	0	335	3,994	580	0
95	0	340	5,172	585	0
100	0	345	6,594	590	0
105	0	350	8,1	595	0
110	0	355	10,109	600	0
115	0	360	12,724	605	0
120	0	365	14,057	610	0
125	0	370	13,821	615	0
130	0	375	12,486	620	0
135	0	380	10,702	625	0
140	0	385	8,921	630	0
145	0	390	7,353	635	0
150	0	395	6,054	640	0
155	0	400	5,007	645	0
160	0	405	4,173	650	0
165	0	410	3,51	655	0

Окончание таблицы 3.4

$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа	$\alpha$ , град.	$P_z(\alpha)$ , МПа
170	0	415	2,983	660	0
175	0	420	2,561	665	0
180	0,116	425	2,22	670	0
185	0,116	430	1,944	675	0
190	0,117	435	1,718	680	0
195	0,119	440	1,532	685	0
200	0,122	445	1,378	690	0
205	0,126	450	1,25	695	0
210	0,13	455	1,142	700	0
215	0,136	460	1,052	705	0
220	0,143	465	0,975	710	0
225	0,151	470	0,909	715	0
230	0,16	475	0,851	720	0

Таблица 3.5. Исходные данные для расчета ГМХ шатунных подшипников

Параметр	Ед. измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,075
Длина шатуна	м	0,260
Диаметр цилиндра	м	0,130
Площадь поршня	$\text{м}^2$	0,0132665
Масса комплекта поршня	кг	3,94776
Масса поступательно движущихся частей КШМ	кг	1,43
Масса вращательно движущихся частей КШМ	кг	3,73
Диаметр подшипника	м	0,095
Ширина подшипника	м	0,0324
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	0,000103
Количество маслоподводящих отверстий	шт.	1
Диаметр маслоподводящего отверстия на поверхности шейки	м	0,012
Диаметр маслоподводящего канала	м	0,007
Начальный угол расположения маслоподводящего отверстия	град.	225
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,5
Температура масла, подаваемого в подшипник	$^{\circ}\text{C}$	90

Окончание таблицы 3.5

Параметр	Ед. измерения	Значение
Глубина $r_y$ микроямки, мкм		20
Радиусы микроямки ( $r_x, r_z$ ), м		0,0015, 0,0015
Плотность расположения микроямок $\varepsilon_b$		0,489
$a$ , м		0,000645
$b$ , м		0,001214
$L_x$ , м		0,0063
$L_z$ , м		0,0063

На рис. 3.16–3.34 приведены зависимости ГМХ шатунного подшипника по углу поворота коленчатого вала, а также эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое подшипника. Влияние текстурирования поверхности на ГМХ показано в табл. 3.6 и 3.7.

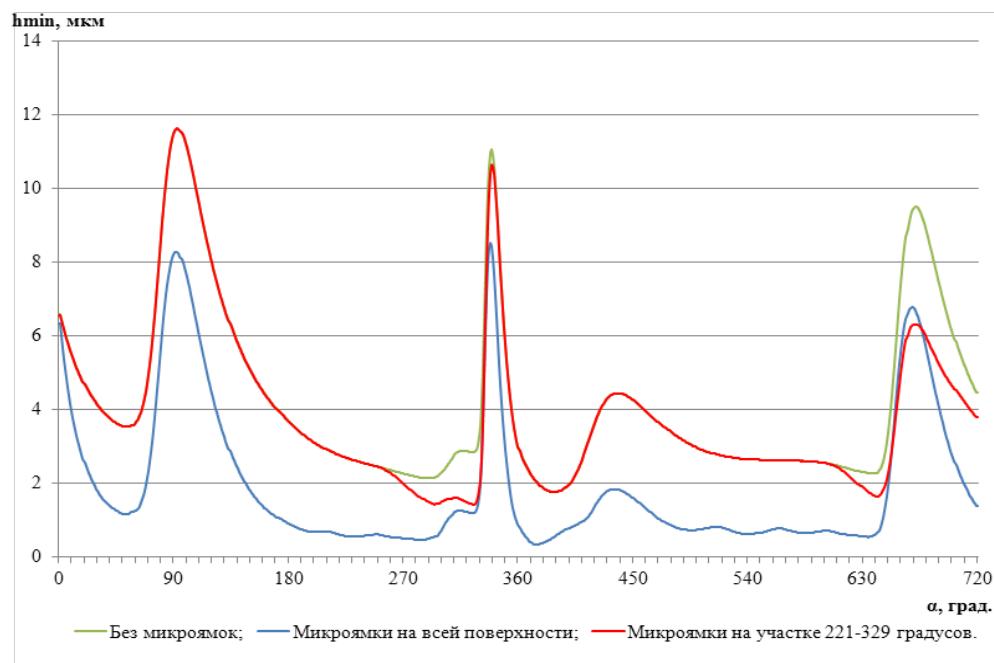


Рис. 3.16. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа



Рис. 3.17. Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа

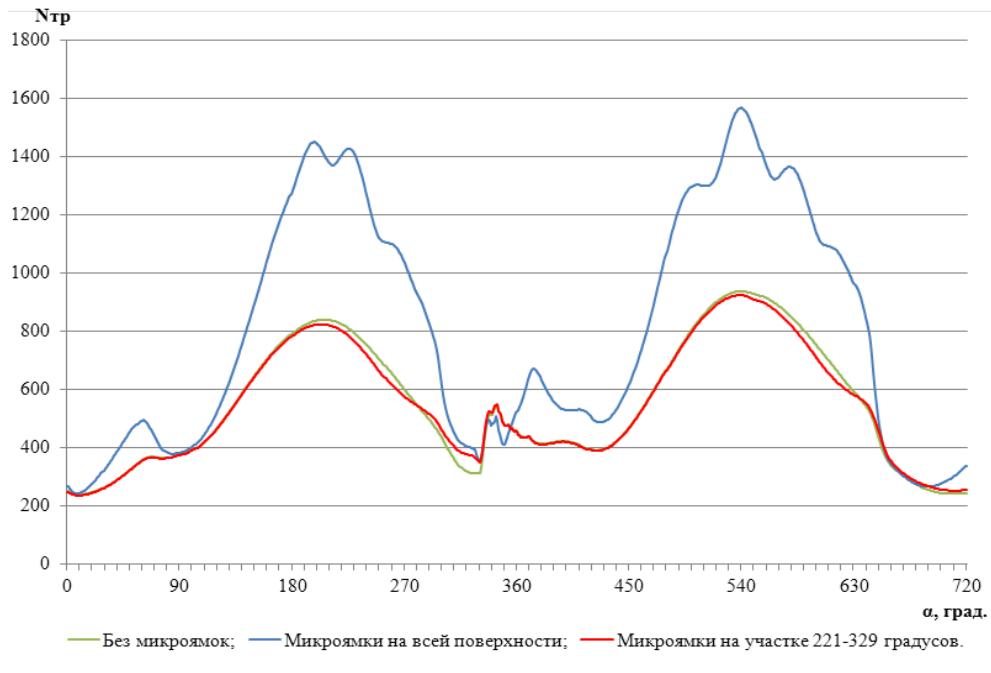


Рис. 3.18. Зависимость потерь на трение от угла поворота

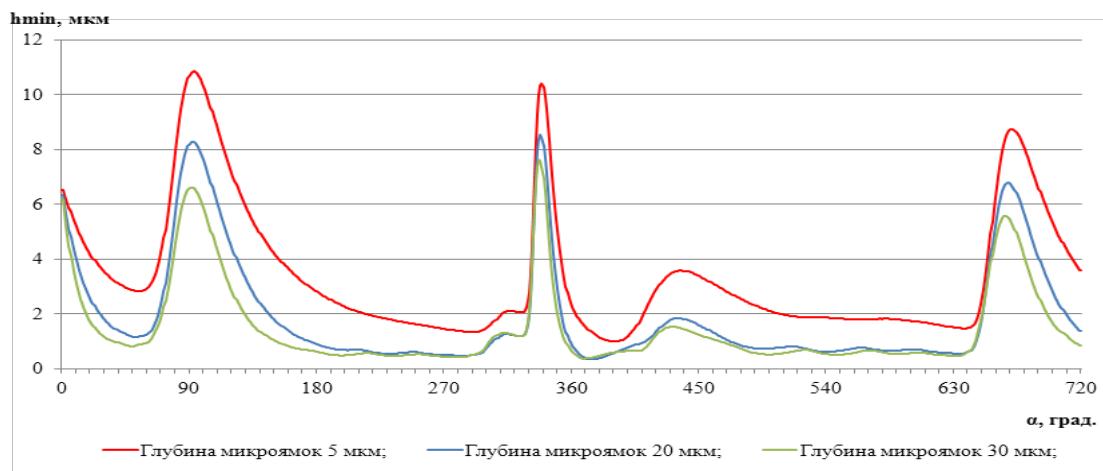


Рис. 3.19. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота шипа при глубине микроямок 5 мкм, 20 мкм, 30 мкм по всей поверхности

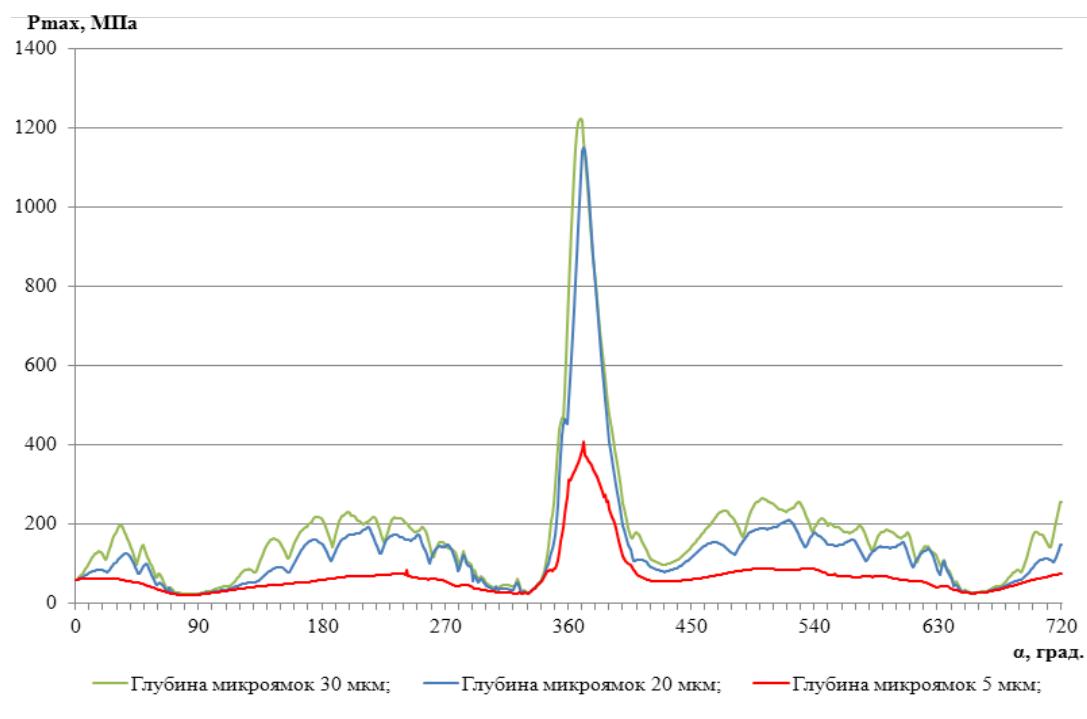


Рис. 3.20. Зависимость максимального давления в смазочном слое от угла поворота шипа при глубине микроямок 5 мкм, 20 мкм, 30 мкм по всей поверхности

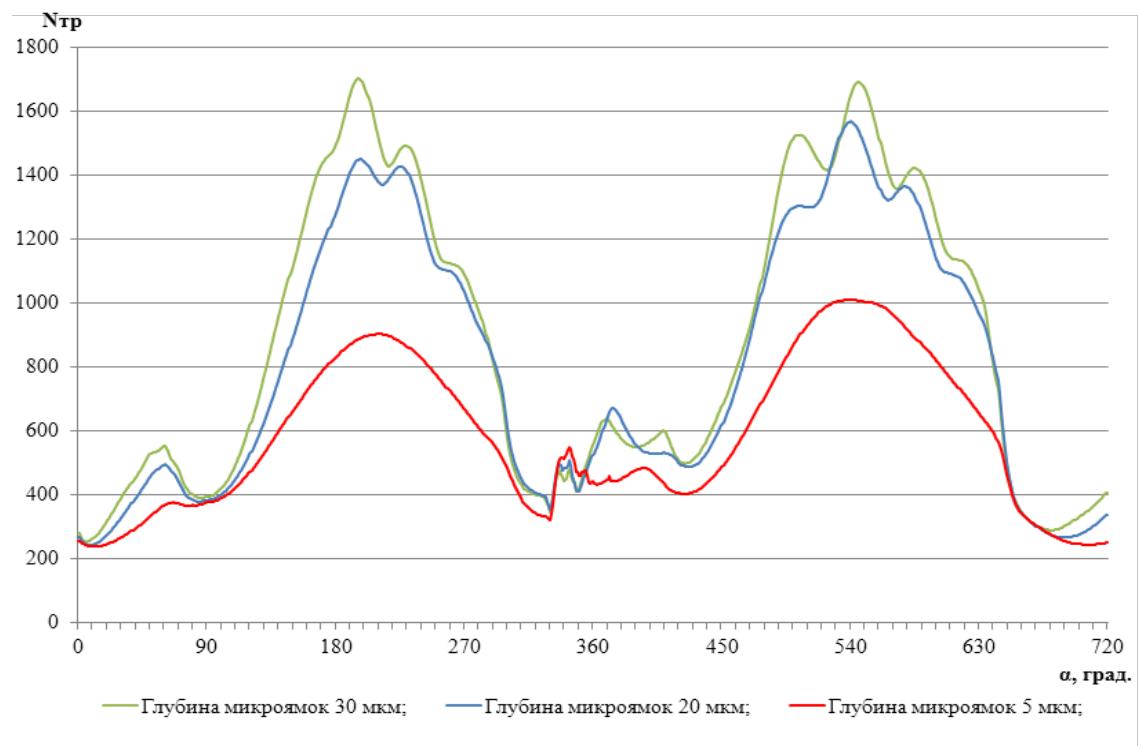


Рис. 3.21. Зависимость потерь на трение от угла поворота шипа при глубине микроямок 5 мкм, 20 мкм, 30 мкм по всей поверхности

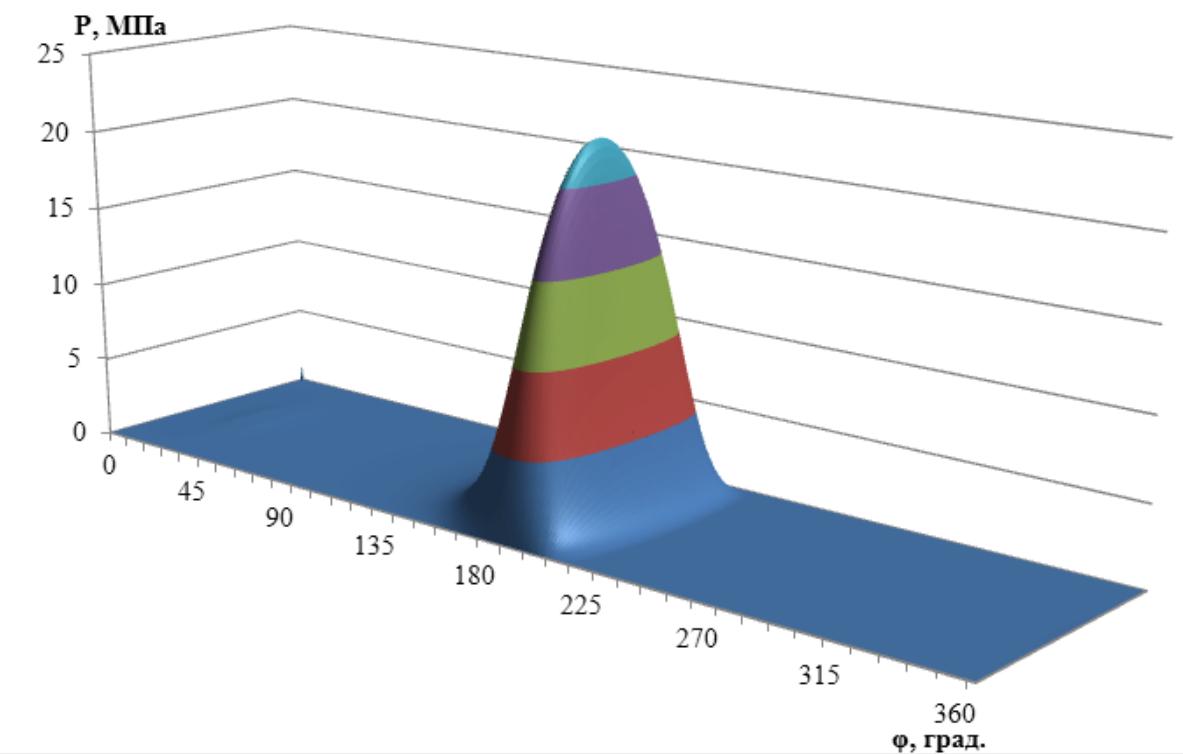


Рис. 3.22. Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус без микроямок

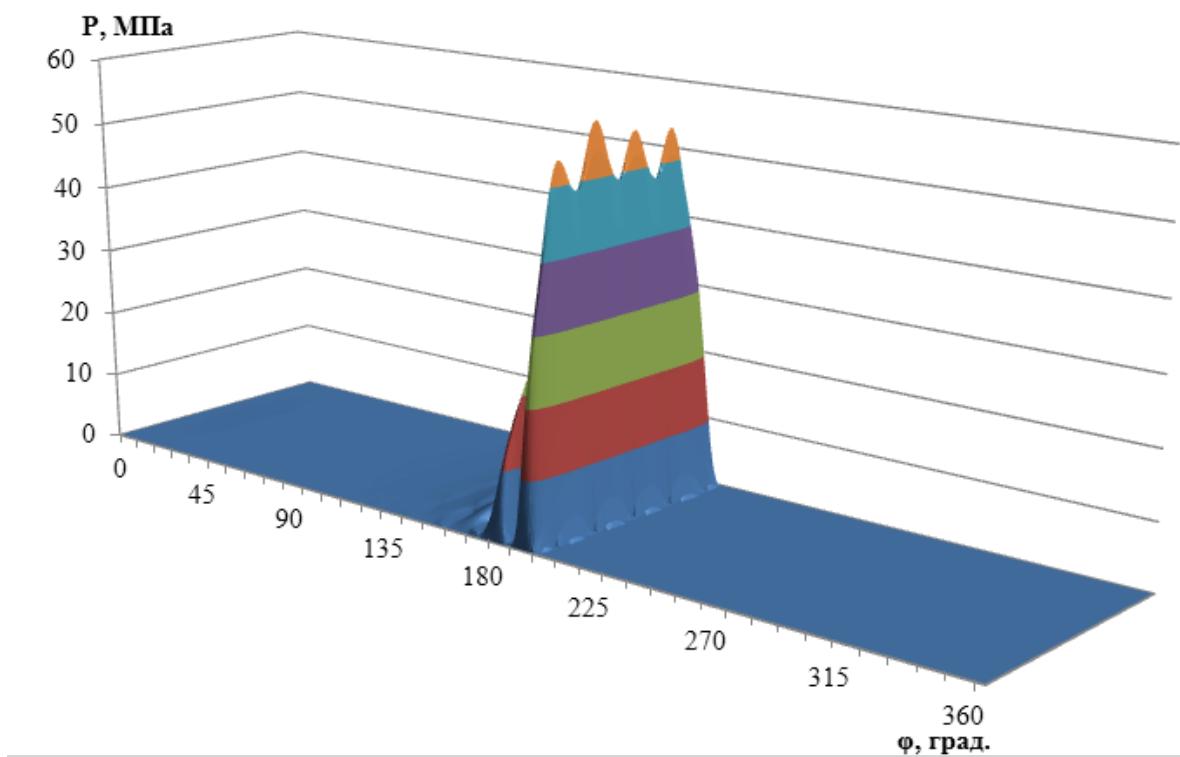


Рис. 3.23. Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус с микроямками по всей поверхности

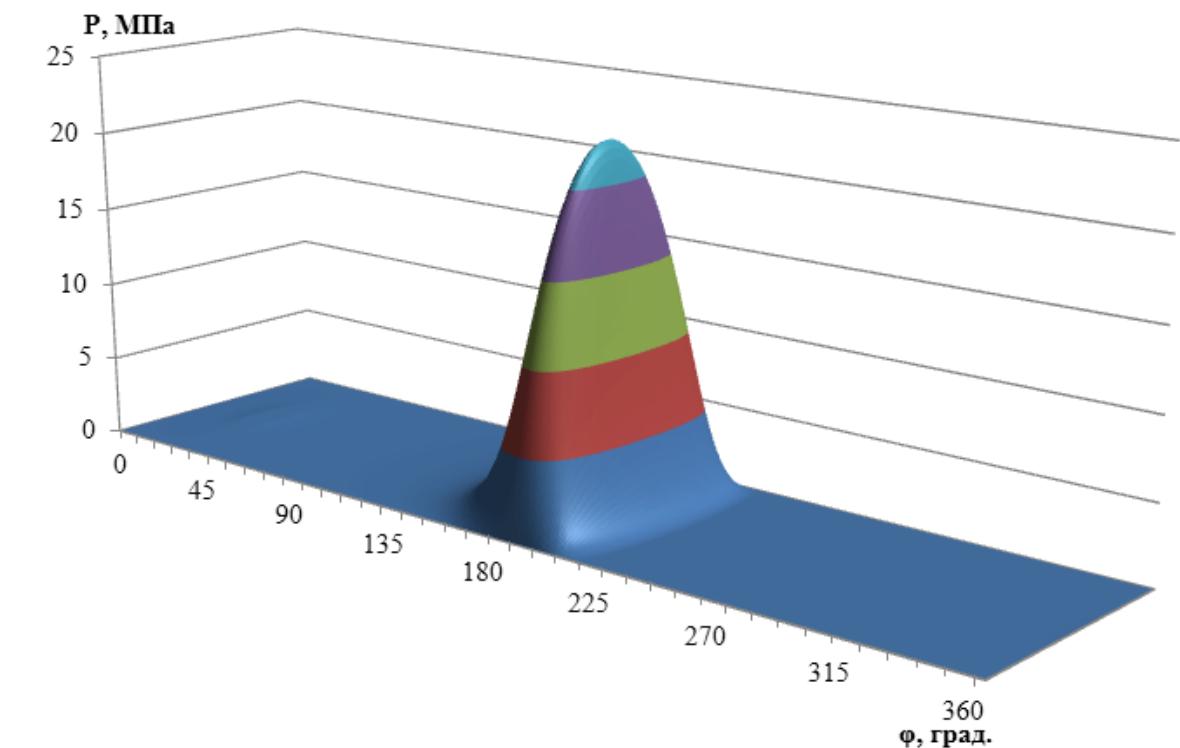


Рис. 3.24. Распределение давления по поверхности подшипника при угле поворота шипа 191 градус с микроямками на участке поверхности с 221 по 329 градусов

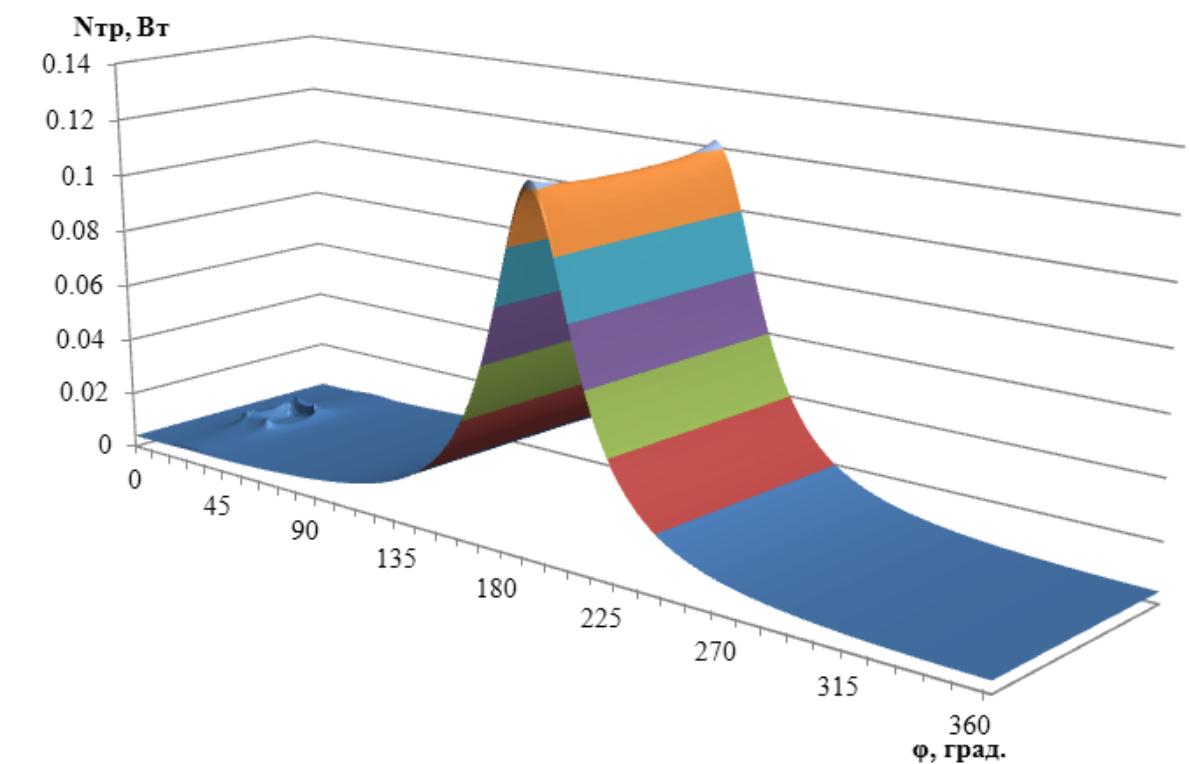


Рис. 3.25. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус без микроямок

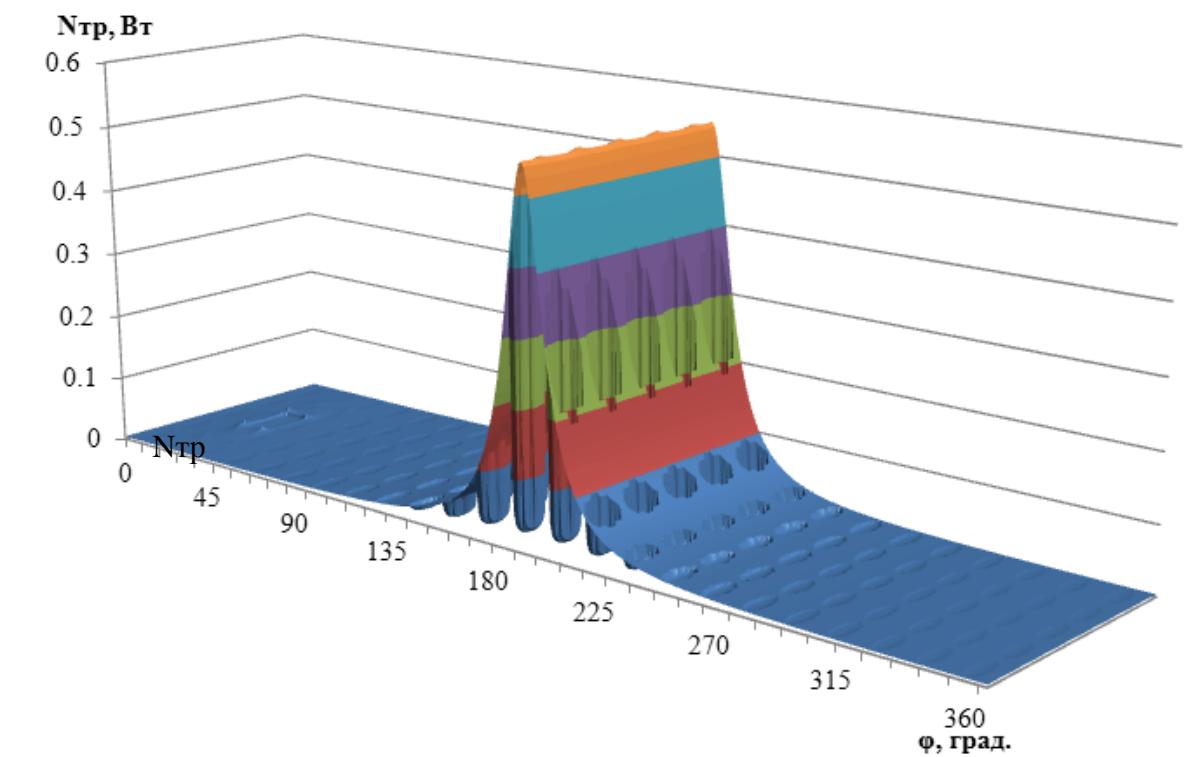


Рис. 3.26. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус с микроямками по всей поверхности

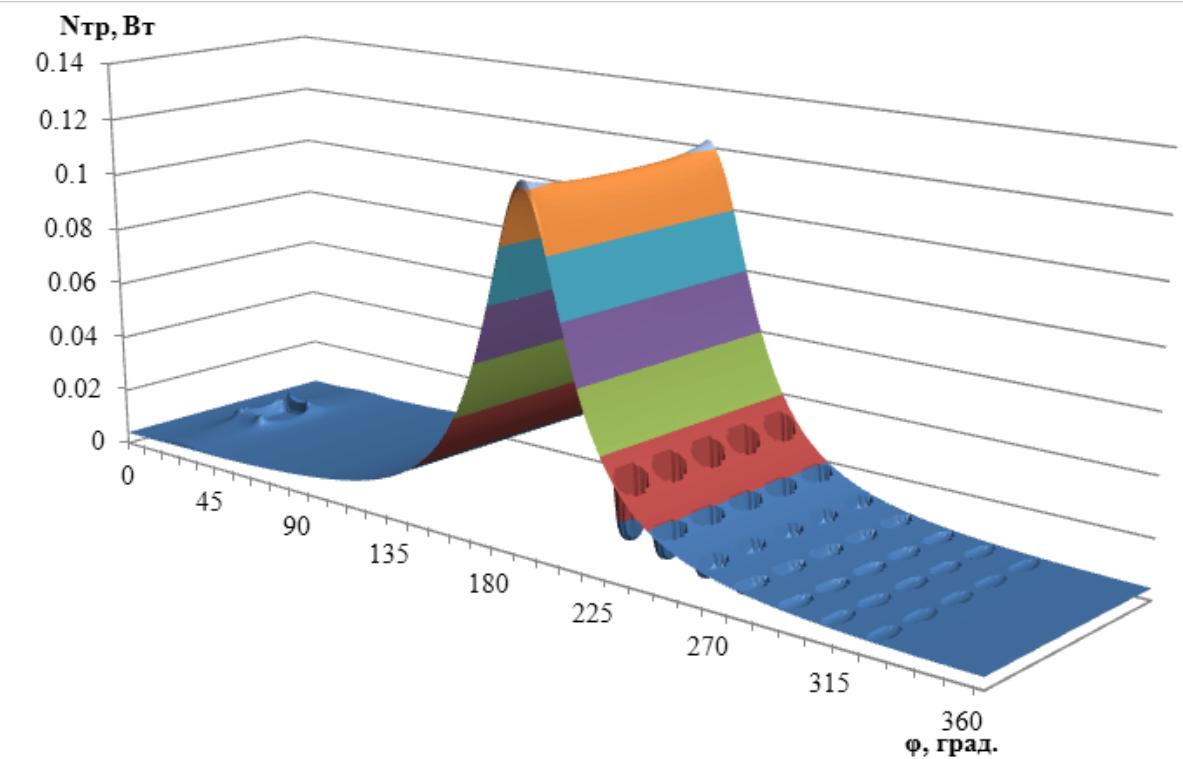


Рис. 3.27. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус с микроямками на участке поверхности с 221 по 329 градусов

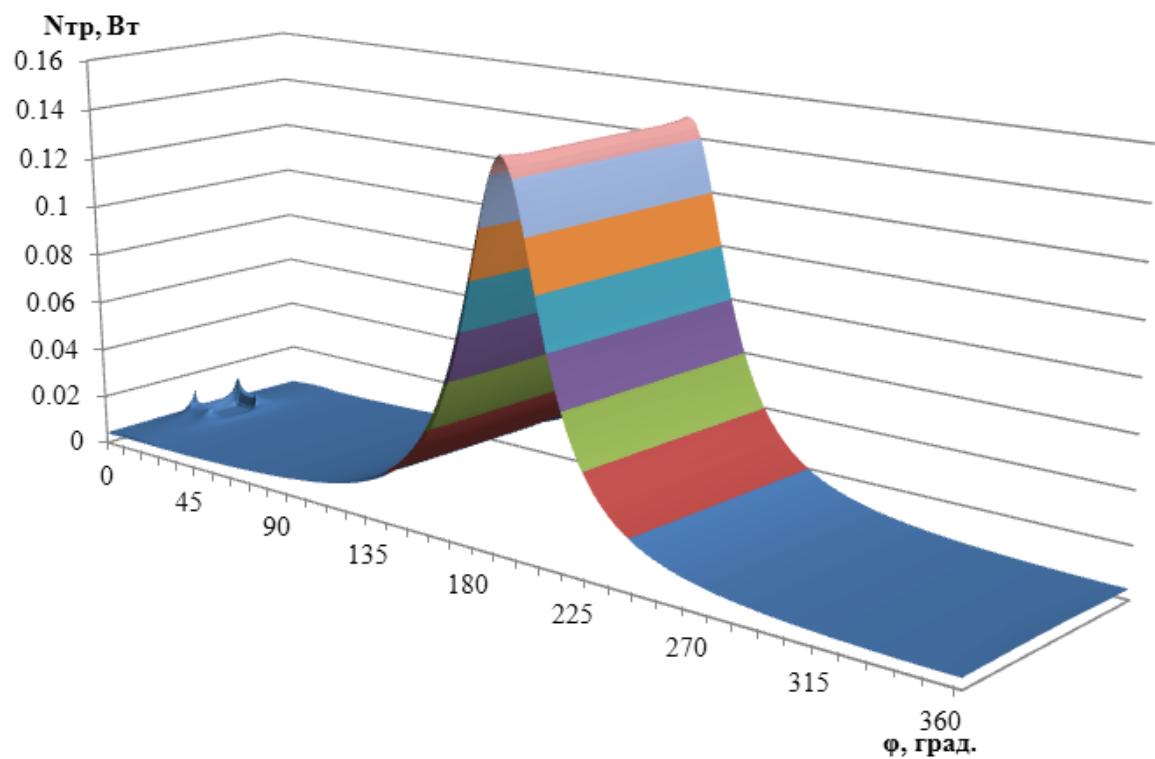


Рис. 3.28. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 528 градусов без микроямок

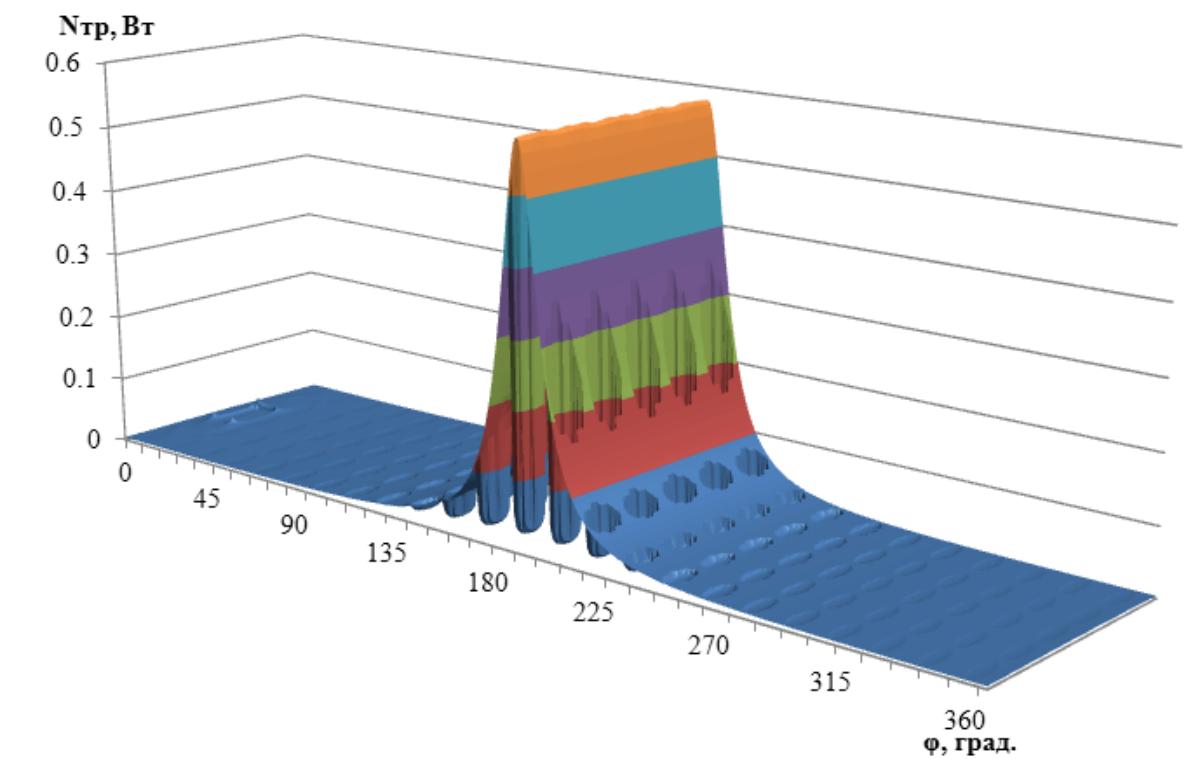


Рис. 3.29. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 191 градус с микроямками по всей поверхности

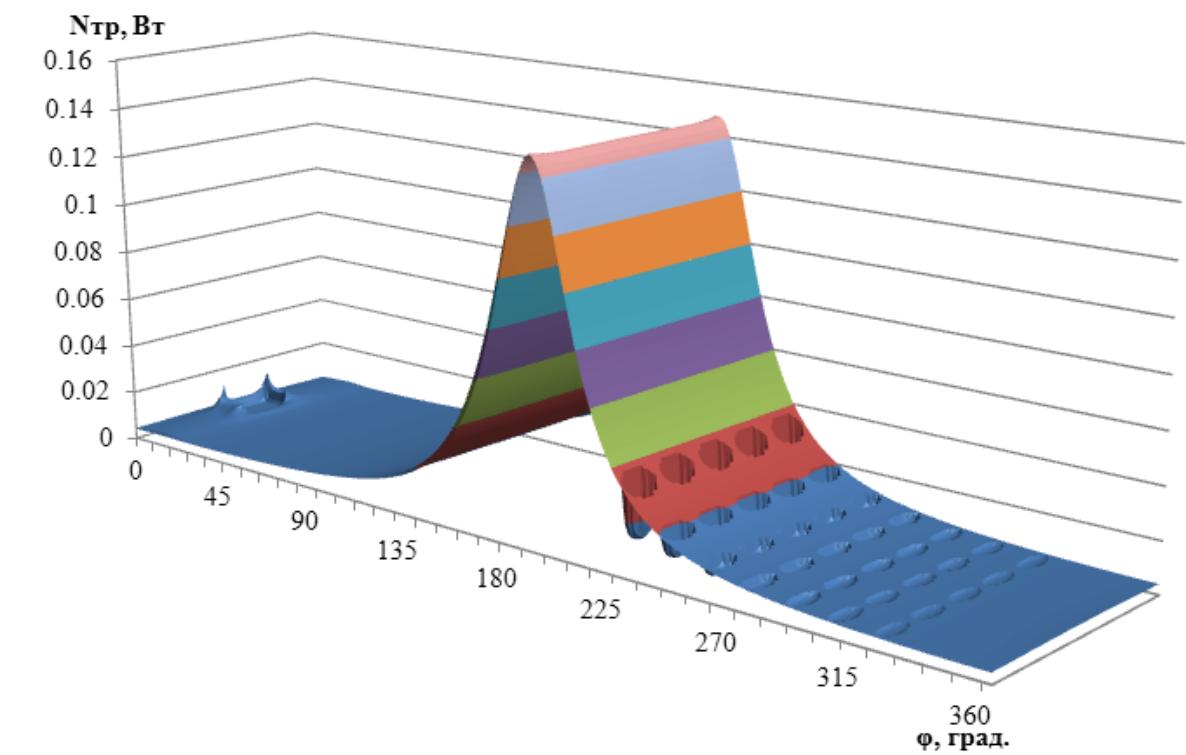


Рис. 3.30. Распределение потерь на трение при угле поворота шипа 528 градусов с микроямками на участке поверхности с 221 по 329

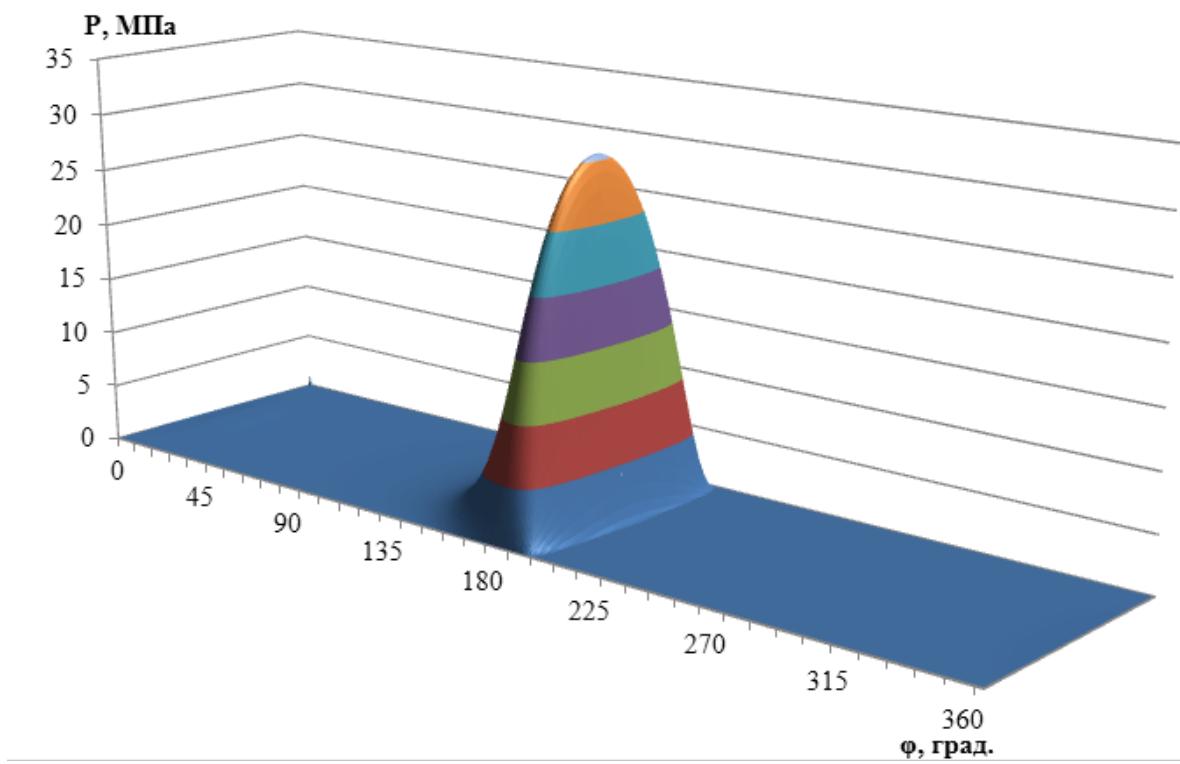


Рис. 3.31. Распределение давления при угле поворота шипа 528 градусов  
без микроямок

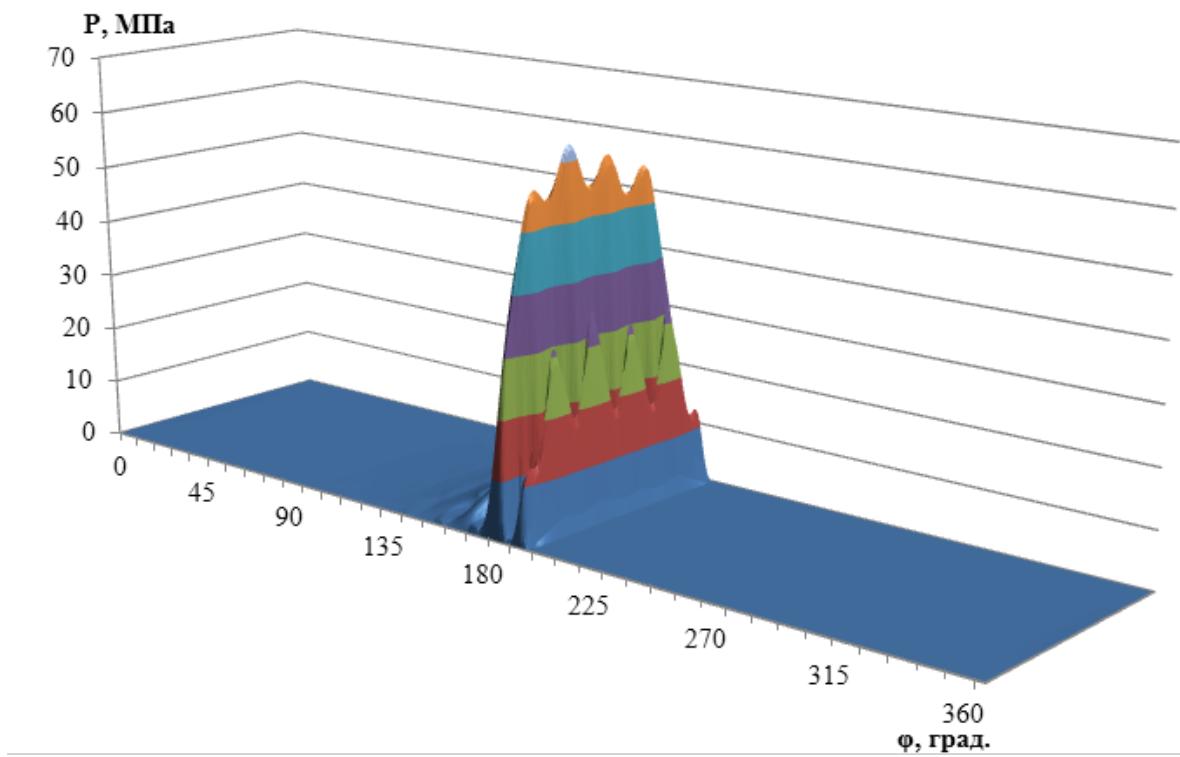


Рис. 3.32. Распределение давления при угле поворота шипа 191 градус  
с микроямками по всей поверхности

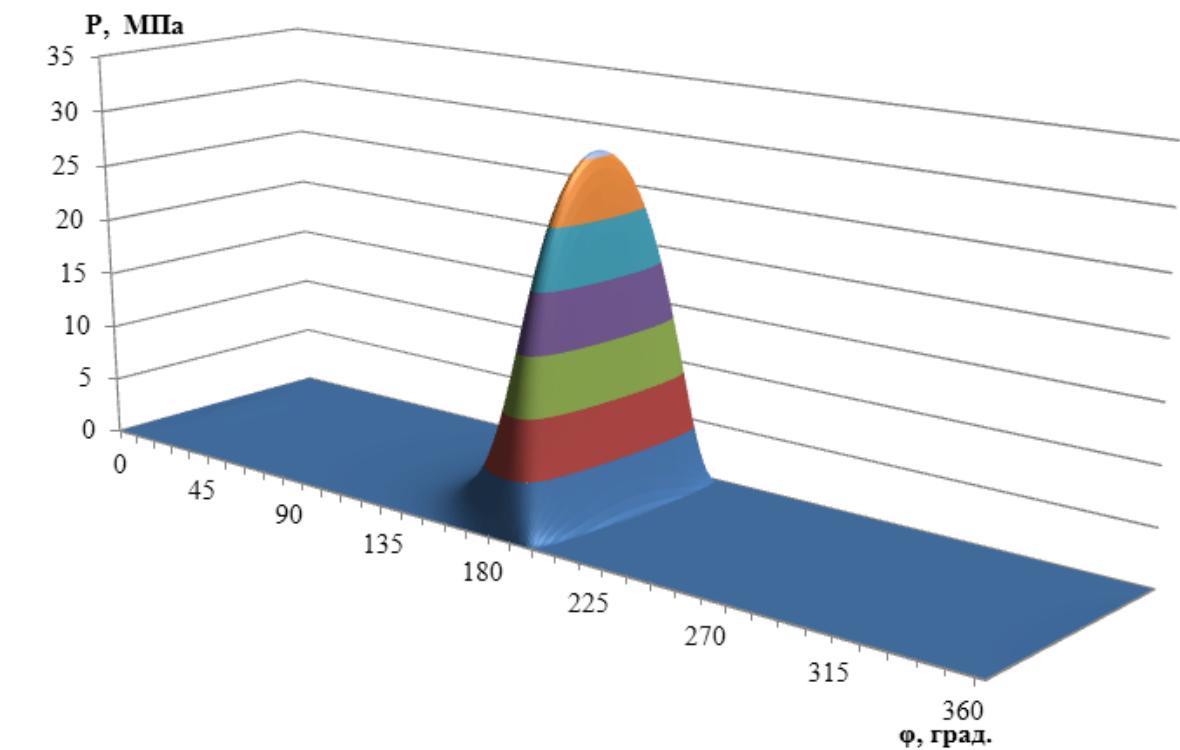


Рис. 3.33. Распределение давления при угле поворота шипа 528 градусов с микроямками на участке поверхности с 221 по 329 градусов

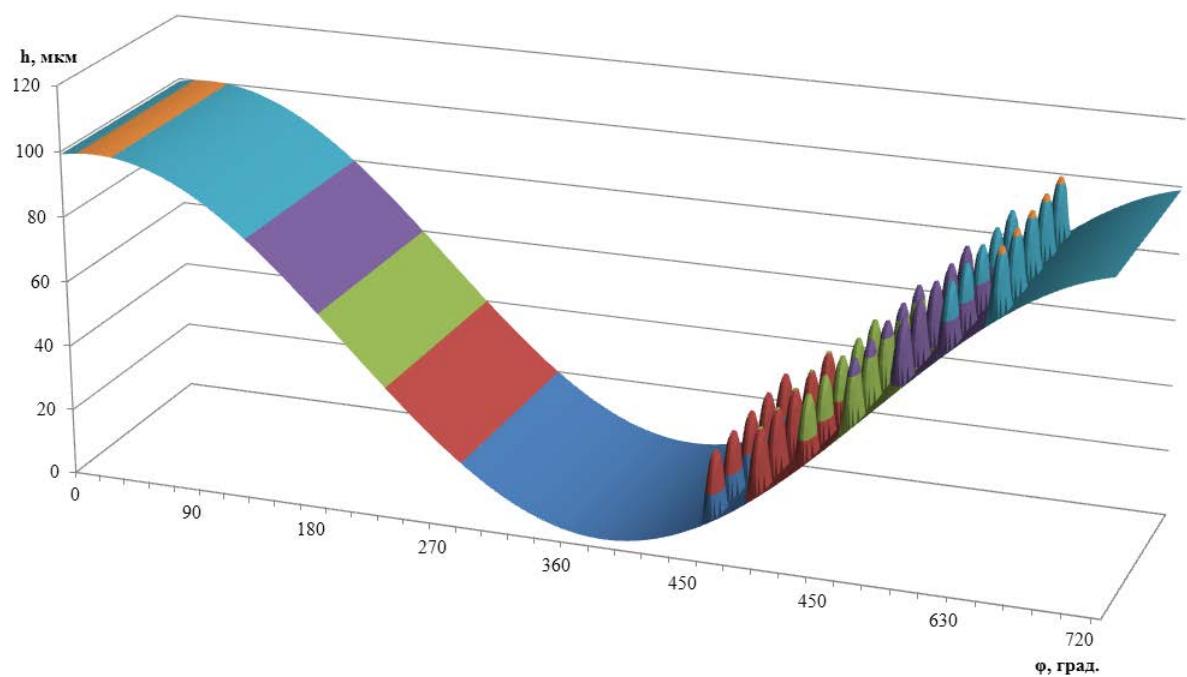


Рис. 3.34. Эпюра толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике с микроямками на участке поверхности вкладыша при угле поворота шипа 528 градусов

Таблица 3.6. Влияние микрографии на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15

Виды микрографии	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$supp_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа
Без микроямок	549,5	0,019	1,756	4,197	362,1	66,1
Микроямки по всей поверхности	799,5	0,022	0,329	1,901	1150,0	140,2
Микроямки на участке поверхности 221-329 градусов	514,8	0,023	1,422	3,885	362,5	68,3

Таблица 3.7. Влияние глубины текстурирования на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15

Виды микрографии	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$supp_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа
Микроямки по всей поверхности глубиной 5 мкм	586,9	0,020	0,998	3,278	461,5	70,9
Микроямки по всей поверхности глубиной 20 мкм	799,5	0,022	0,329	1,901	1150,0	140,2
Микроямки по всей поверхности глубиной 30 мкм	866,6	0,023	0,366	1,485	1223,0	176,4

Результаты расчета свидетельствуют о неоднозначном влиянии текстурирования поверхности вкладышей на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15. Необходимо отметить, что полное текстурирование поверхности подшипника ухудшает значения ГМХ, при этом потери на трение возрастают до 30%, минимальная толщина смазочного слоя, становится сравнимой с высотными параметрами шероховатости поверхности, а значит возможно появление режимов смешанного и граничного трения в сопряжении.

Вместе с тем, частичное текстурирование поверхности трения подшипника позволяет снизить потери на трение в среднем на 6%, при этом значения остальных ГМХ сопоставимо со значениями гладкого подшипника.

### 3.4.2. Расчетный анализ характеристик упорных подшипников ротора турбокомпрессора с учетом текстурирования поверхностей трения

Выполнены параметрические исследования влияния лазерного текстурирования упорного подшипника. Оценивались такие характеристики как потери на трение, несущая способность, расход смазки через подшипник.

Расчеты ГМХ проводились для упорного подшипника скольжения ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, исходными данными для которого, в соответствии с обозначениями раздела 3.3.2, были приняты следующие:

$R_1 = 5,9$  мм,  $R_2 = 9,35$  мм;  $\omega = 70000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $p_{ex} = 0,4$  МПа;  $T_{ex} = 120^\circ\text{C}$ ; количество сегментов  $kn = 8$ . В качестве моторного масла принималось масло по классификации SAE 10W40 со следующими ВТХ:  $\mu_2(T_1 = 100^\circ\text{C}) = 11,5 \text{ МПа} \cdot \text{с}$ ,  $\mu_1(T_1 = 40^\circ\text{C}) = 70,7 \text{ МПа} \cdot \text{с}$ ; плотность которого составляла  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ . Исходные параметры лазерного текстурирования устанавливались следующими:  $h_y = 10 \text{ мкм}$ ;  $L = 5,87 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 0,6$ ;  $S_p = 0,785$ ;  $h_p = 30 \text{ мкм}$ ;  $r_p = 90 \text{ мкм}$ .

Диапазон варьирования параметров текстурирования:

- значение текстурированной части сегмента:  $0 \leq \alpha \leq 1$ ;
- глубина микроямки ( $10^{-6} \text{ м}$ ):  $5 < h_p \leq 30$ ;
- радиус микроямки ( $10^{-6} \text{ м}$ ):  $30 \leq r_p \leq 110$ ;
- плотность распределения микроямок:  $0,2 \leq S_p \leq 0,785$ , при этом максимальное значение плотности распределения микроямок  $S_p = 0,785$  выбиралось из условия отсутствия наложения микроямок.

На рис. 4.1 представлена зависимость несущей способности подшипника от значения текстурированной части сегмента ( $\alpha$ ) при варьировании плотности распределения ямок ( $S_p$ ). Расчетами установлено, что с увеличением  $S_p$  несущая способность подшипника увеличивается и достигает максимального значения при  $S_p = 0,6 - 0,785$ , при этом  $\alpha = 0,5 - 0,7$ .

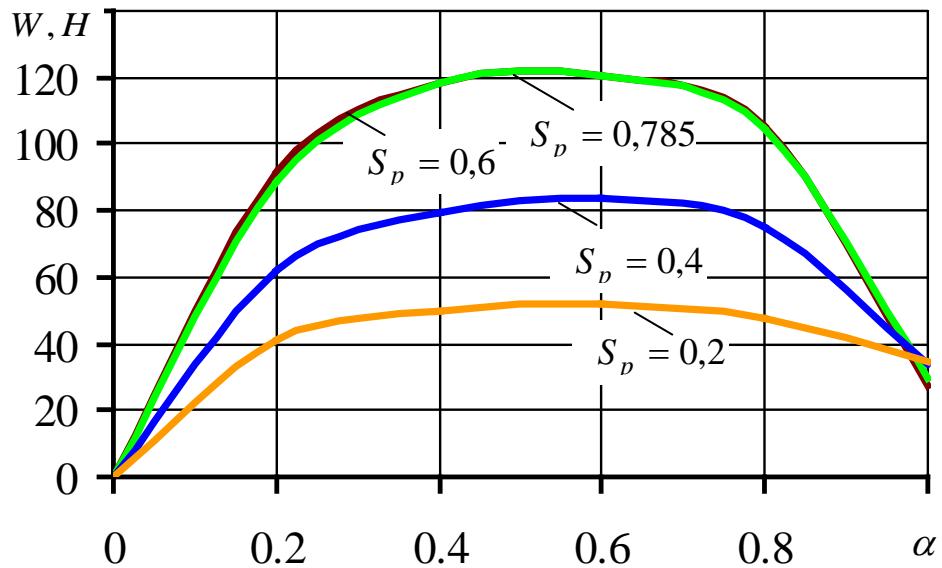


Рис. 4.1. Зависимость несущей способности подшипника от  $\alpha$   
при различных  $S_p$

Эпюры распределения ГД-давлений, построенные на дуге среднего радиуса сегмента, для  $\alpha = 0,6$  и  $\alpha = 1$  были рассчитаны для полностью и частично текстурированных поверхностей сегментов упорных подшипников (рис. 4.2).

На следующем этапе численного исследования определялось влияние значений глубины  $h_p$  и радиуса  $r_p$  микроямки на несущую способность подшипника (рис. 4.3). Значительного влияния значение радиуса микроямки на несущую способность не оказывает (при возрастании  $r_p$  от 30 до 110 мкм несущая способность увеличивается от 3,9 до 6,4 %). При изменении

глубины микроямки от 5 до 15 мкм несущая способность возрастает на 13 %. Из рис. 4.3 видно, что для рассматриваемого упорного подшипника существует оптимальное значение  $h_p$ .

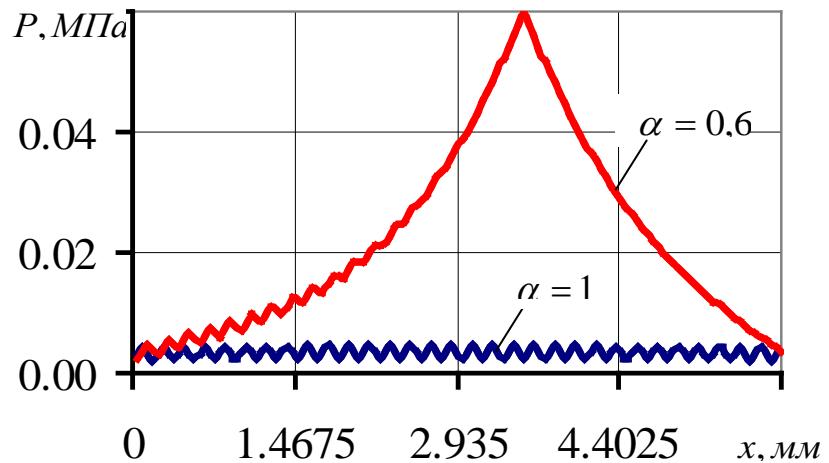


Рис. 4.2. Распределение гидродинамических давлений, построенное на дуге среднего радиуса сегмента

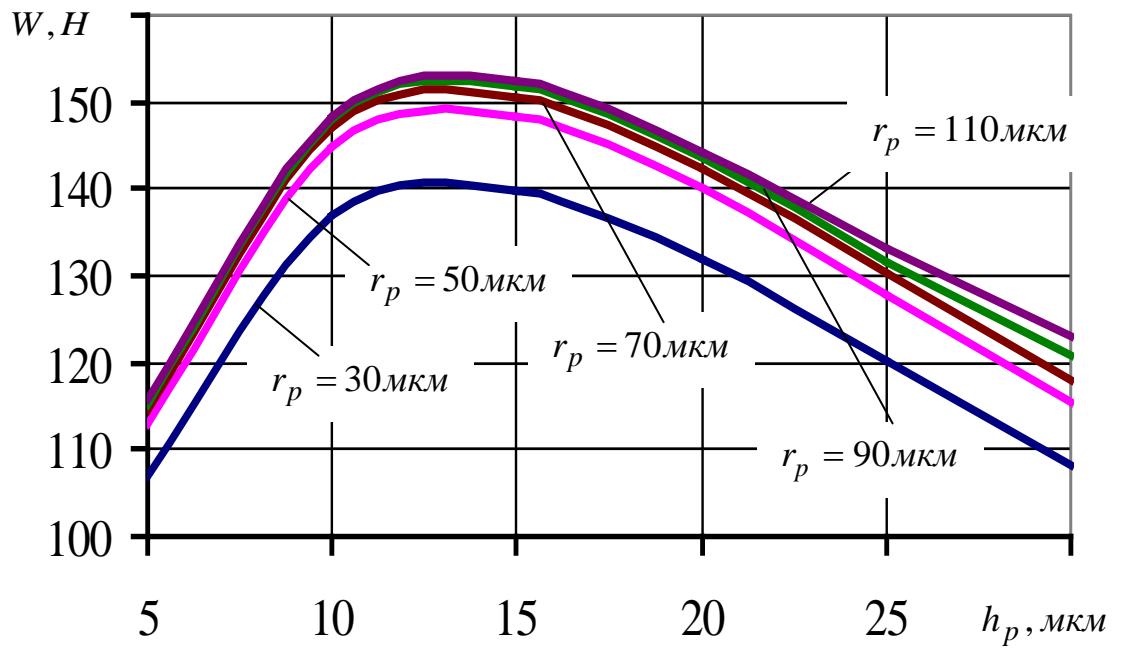


Рисунок 4.3. Зависимость НС от  $h_p$  при различных  $r_p$

Кроме того, выполнены расчетные параметрические исследования двух типов конструкций упорного подшипника. В зависимости от установочного

зазора оценивались следующие характеристики подшипников: несущая способность ( $W, H$ ); потери мощности на трение в смазочном слое ( $N_{mp}, Bm$ ); массовый расход смазочной жидкости ( $Q_m, \text{кг/с}$ ).

В качестве микропрофилей сегментов упорного подшипника рассматривались следующие (табл. 3.8): первый – «ступенька Рэлея» (с параметрами  $L = 5,87 \text{ мм}$ ;  $L/l_2 = 3,14$ ;  $h/h_y = 1,87$ ); второй – лазерное текстурирование поверхности ( $L = 5,87 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 0,6$ ;  $S_p = 0,785$ ;  $h_p = 15 \text{ мкм}$ ;  $r_p = 110 \text{ мкм}$ ).

На графиках выделена линия ограничения минимальной толщины смазочного слоя, соответствующая значению в  $2 \text{ мкм}$ , поскольку при меньших значениях возможен контакт поверхностей трения и возрастает вероятность их задира.

В реальной конструкции упорного подшипника ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С дизеля установочный зазор равен  $h_y = 20 \text{ мкм}$ .

Таблица 3.8. Результаты расчета ГМХ двух типов конструкций упорного подшипника

$h_y, \text{мкм}$	$W, H$		$N_{mp}, Bm$		$Q_m, \text{кг/с}$	
	1	2	1	2	1	2
2	4578	1016	1930	1638	0,5059	0,4867
4	1160	540,1	965	906	0,8583	0,9734
6	527,5	320,6	643,3	633,4	1,209	1,46
8	305,9	212,8	482,4	488,7	1,555	1,947
10	203,4	151,4	385,9	398,6	1,897	2,434
15	102,1	79,72	257,2	274,3	2,737	3,651
20	66,66	52,85	192,9	210,1	3,562	4,869
25	50,25	40,73	154,2	170,8	4,376	6,087
30	41,34	3,452	128,5	144,2	5,185	7,306

Из табл. 3.8 следует, что несущая способность упорного подшипника с сегментами первого типа значительно выше при  $h_y = 2 \dots 5 \text{ мкм}$ . Дальнейшее

увеличение значений  $h_y$  способствует сближению значений несущей способности (рис. 4.4).

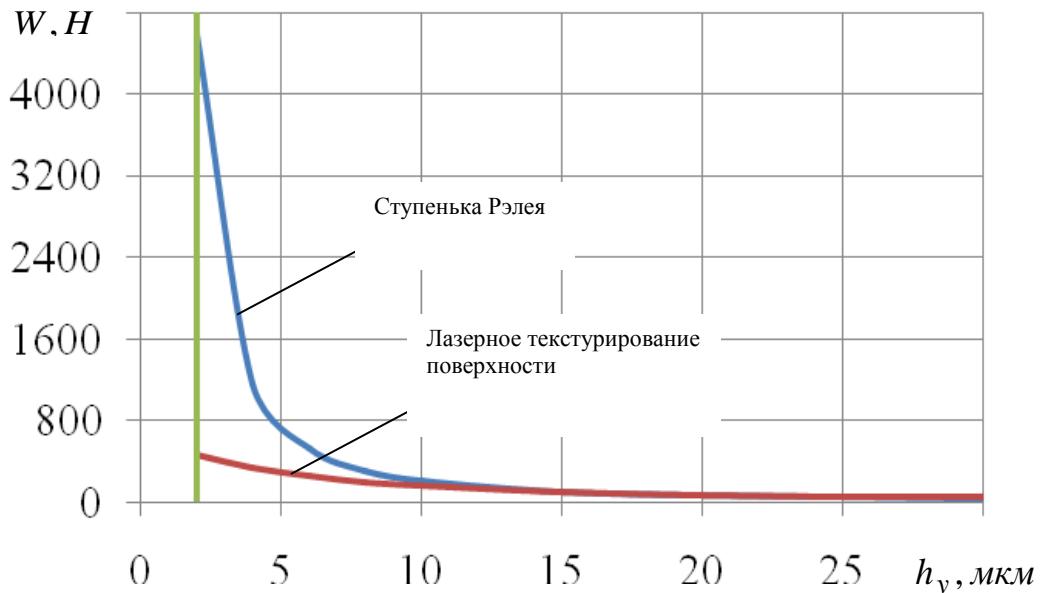


Рис. 4.4. Зависимость НС от установочного зазора

Сравнительная оценка результатов расчета потерь на трение в сопряжении «подпятник-пята» ротора ТКР (рис. 4.5) свидетельствует о том, что подшипник второго типа с текстурированной поверхностью демонстрирует значительно более лучшую характеристику потерь на трение в диапазоне  $h_y = 2 \dots 15 \text{ мкм}$ . Значения  $N_{mp}$  для упорного подшипника с сегментами в виде «ступеньки Рэлея» выше от 2 до 15 %.

Массовый расход смазочной жидкости у подшипника второго типа ниже во всем рассматриваемом диапазоне установочного зазора (рис. 4.6), что также свидетельствует о преимуществе этого типа обработки поверхности.

На основе выполненных исследований была предложена новая конструкция упорного подшипника, сочетающая в себе преимущества «ступеньки Рэлея» и подшипника с лазерным текстурированием. Схема возможной конструкции представлена на рис. 4.7.

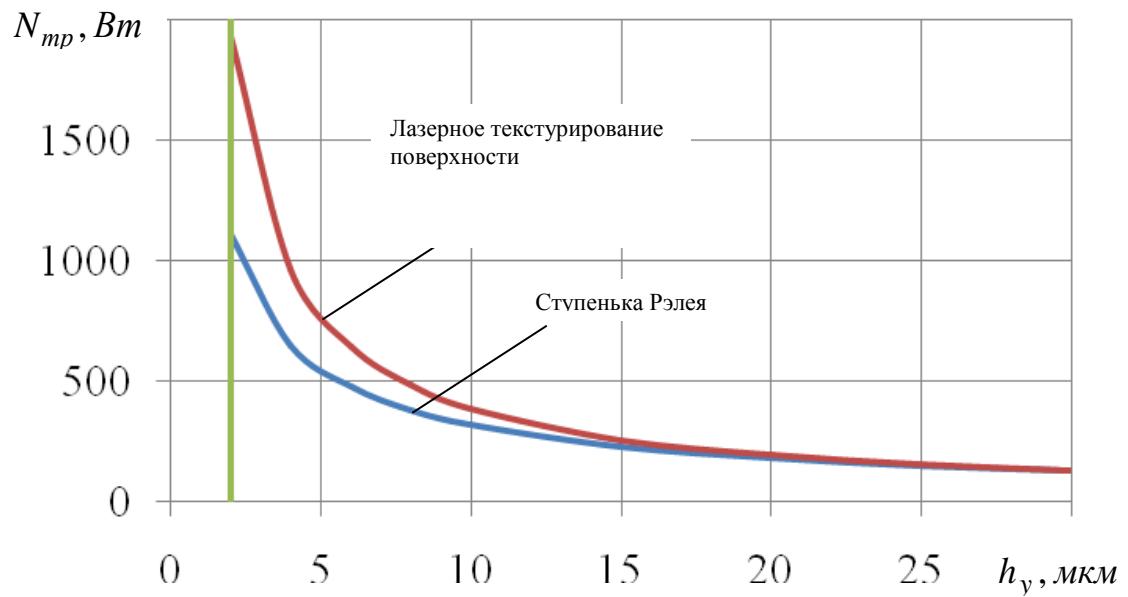


Рис. 4.5. Зависимость потерь на трение от установочного зазора

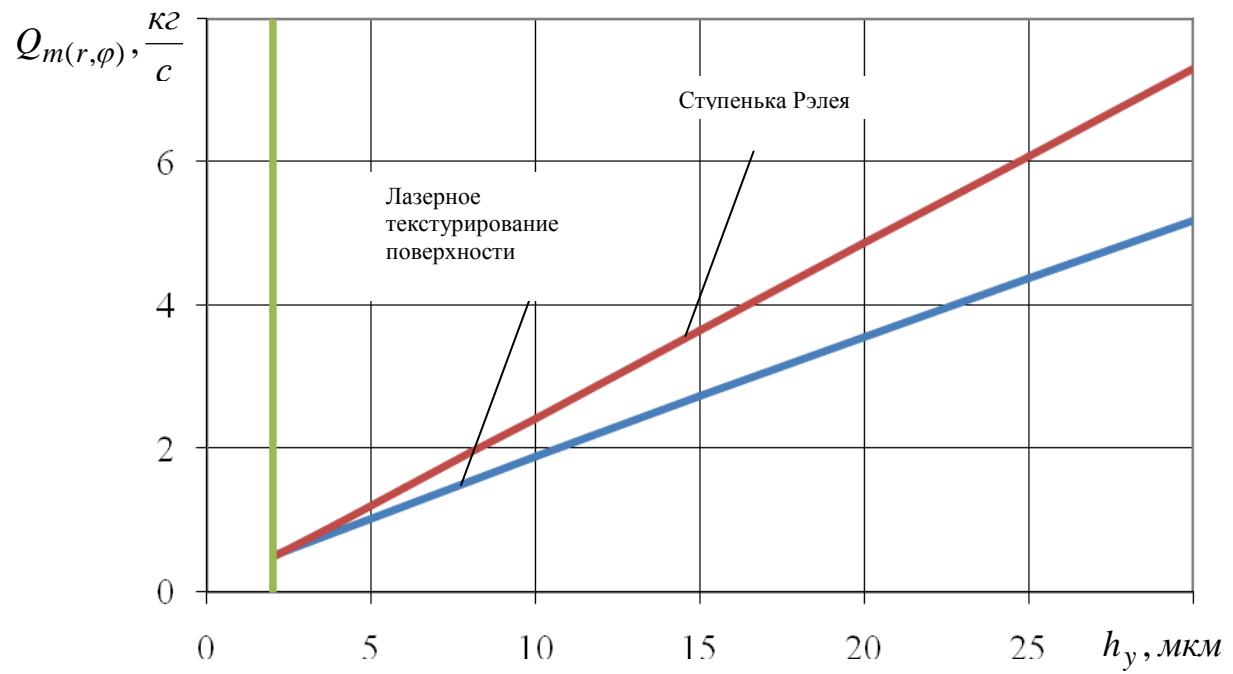


Рис. 4.6. Зависимость массового расхода от установочного зазора

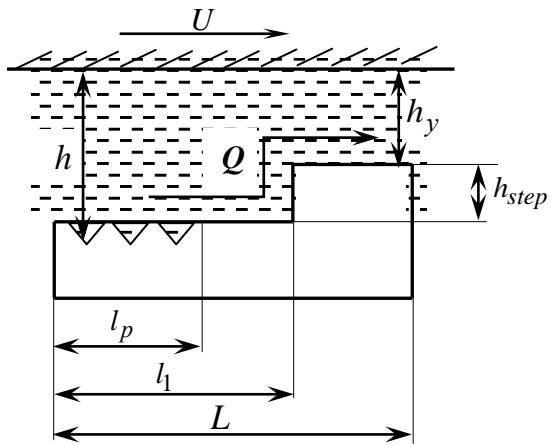


Рис. 4.7. Схема сегмента в форме «ступеньки Рэлея» и лазерным текстурированием поверхности

## ВЫВОДЫ

1. Разработана методика моделирования смазочной системы дизеля на основе нелинейных макромоделей подшипников скольжения с общим источником маслообеспечения
2. Создан алгоритм расчета динамики и смазки трибосопряжений дизеля в составе смазочной системы на базе алгоритма сохранения массы. Сравнение результатов моделирования с результатами экспериментальных замеров, выполненных в НТЦ\_КамАЗ, при различных частотах вращения коленчатого вала, давлении и температуре смазочной жидкости на входе в коренной подшипник, углах расположения отверстий в шатунной шейке, свидетельствуют о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных. Отличие расчетных исследований от экспериментальных не превысило 10%.
3. Разработана методика численного моделирования регулярной микрогоометрии контактирующих поверхностей подшипников скольжения коленчатого вала дизеля. Сравнение результатов расчета ГМХ показало практически полное совпадение с результатами других авторов.
4. Расчетные исследования шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 на различных скоростных режимах показали эффект применения

микротекстурирования поверхности вкладыша. При этом снижение максимального ГД-давления составило от 3 до 5%, потери на трение по углу поворота коленчатого вала уменьшились до 6% в зависимости от геометрических параметров микротекстурирования.

5. Выполнено исследование влияния параметров лазерного текстурирования поверхности трения на потери на трение и несущую способность упорных подшипников скольжения. Установлено, что при  $\alpha = 0,6$ ,  $S_p = 0,785$  несущая способность достигает максимального значения  $W = 120,6, H$  для рассмотренной геометрии поверхности подшипника. Исследовано влияние глубины микроямки на ГМХ упорного подшипника. Установлено, что конструкция упорного подшипника с текстурированной поверхностью позволяет снизить потери на трение от 2 до 15% при изменении установочного зазора в диапазоне  $h_y = 2...15 \mu\text{мм}$ .

## Глава четвертая

### ДИНАМИКА И СМАЗКА СОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР» ДВС

#### 4.1. Динамика подвижных элементов сложнонаагруженного трибосопряжения «поршень–цилиндр»

Рассматривается движение поршня как твердого тела на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра дизеля (рис. 4.1). Система координат  $XYZ$

закреплена на неподвижном цилиндре. Начало системы координат  $X_1Y_1Z_1$  находится в центре тяжести поршня. На рис. 4.1 обозначено:  $P_\Gamma$  – сила давления газов;  $P_x^j, P_z^j$  – проекции силы инерции  $P^j$  поступательного движения поршня вдоль оси цилиндра (приложена в центре  $C$ );  $e_c$  – смещение центра тяжести поршня относительно центра оси пальца;  $e_n$  –

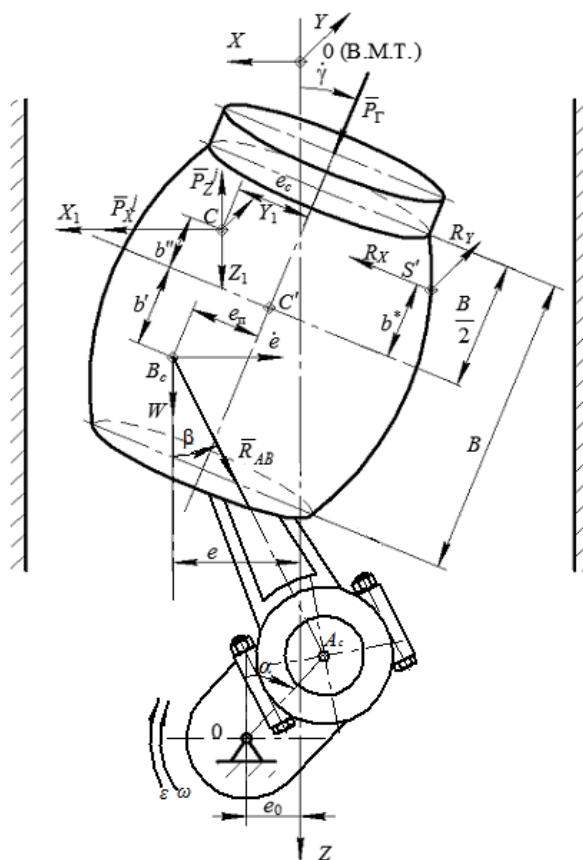


Рис.4.1. Динамика поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля

смещение оси поршневого пальца относительно продольной оси поршня (дезаксиал поршня);  $e_o$  – смещение оси цилиндра относительно оси кривошипно-шатунного механизма (дезаксиал двигателя);  $R_x, R_y$  – проекции реакции смазочного слоя, действующей на расстоянии  $b^*$  от оси, проходящей через геометрический центр (точку  $C$ ) юбки поршня перпендикулярно

рабочей оси. Силами тяжести и трения, ввиду их малости по сравнению с силами давления газов в цилиндре, пренебрегаем. Движение поршня состоит из его поступательного движения вдоль оси цилиндра со скоростью  $w = w_1$ , в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра со скоростью  $\dot{e}$  ( $e$  – эксцентриситет поршня). Кроме того, поршень поворачивается относительно оси пальца со скоростью  $\dot{\gamma}$  ( $\gamma$  – угол наклона поршня).

С учетом этого, вследствие кинематики кривошипно-шатунного механизма и наличия зазоров, в общем случае, поршень перемещается в плоскостях  $XOZ$ ,  $YOZ$ . Ускорение точки  $C$  поршня вдоль оси  $OZ$  равно ускорению поступательного движения поршня, определяемого из кинематики плоскопараллельного движения кривошипно-шатунного механизма. Сила действия шатуна  $R_{AB}$  считается известной силой, лежащей в плоскости, параллельной  $XOZ$ . Поскольку цилиндр неподвижен  $w_2 = 0$ . Полагая, что вращение поршня относительно оси  $Z_1$  не происходит, получаем систему дифференциальных уравнений движения поршня на смазочном слое:

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_c &= F_x + R_x; \\ m\ddot{Y}_c &= F_y + R_y; \\ m\ddot{Z}_c &= F_z + R_z; \\ J_{x_1}\ddot{\gamma}_x &= M_{x_1} + M_{x_1}; \\ J_{y_1}\ddot{\gamma}_y &= M_{y_1} + M_{y_1}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

где  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  – проекции главного вектора внешних сил на оси  $OXYZ$ ;  $M_{x_1}$ ,  $M_{y_1}$  – проекции главного момента внешних сил относительно центра  $C$  на оси  $CX_1Y_1Z_1$ ;  $J_x$ ,  $J_y$  – моменты инерции поршня относительно осей  $CX_1$ ,  $CY_1$ ;  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $F_z$ ,  $M_{x_1}$ ,  $M_{y_1}$  – реакции и моменты от реакций смазочного слоя.

Скорость  $w$ , ускорение  $j$  и силу инерции  $P^j$  поступательного движения поршня вдоль оси  $OZ$  с учетом ускорения  $\epsilon$  коленчатого вала в цикле определим из уравнений кинематики кривошипно-шатунного механизма

$$w = r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta; \quad (4.2)$$

$$j = r(\epsilon \sin \alpha + \omega^2 \cos \alpha) + l(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta), \quad (4.3)$$

где  $r$  - радиус кривошипа;  $\omega$  - угловая частота вращения коленчатого вала;  $l$  - длина шатуна;  $m$  - масса поршня;

$$\dot{\beta} = \frac{r\omega \cos \alpha}{l \cos \beta}; \ddot{\beta} = \frac{r}{l \cos^2 \beta} \left[ (\varepsilon \cos \alpha - \omega^2 \sin \alpha) \cos \beta + \omega \dot{\beta} \cos \beta \right].$$

При анализе перемещений поршня в цилиндре допустимо не учитывать перемещение поршня в плоскости  $YOZ$  и ограничиваться решением для плоской модели движения. В этом случае считается, что поршень совершает плоскопараллельное движение в пространстве  $XOZ$ , а уравнения движения (4.1), если пренебречь силами инерции от поперечного движения и вращения поршня, запишутся в виде уравнений равновесия

$$\begin{cases} F_x + R_x = 0; \\ M_y + R_x(b^* + b') = 0. \end{cases} \quad (4.4)$$

Здесь боковая сила, действующая на поршень запишется как

$$F_x = (P_\Gamma - P^j) \operatorname{tg} \beta \quad (4.5)$$

Момент от внешней силы относительно точки  $B$  выразим

$$M_y = (P_\Gamma - P^j)(e_\Pi + e_o) - P^j e_c. \quad (4.6)$$

Для решения систем (4.1) или (4.4) использовался разработанный метод ФДН. Реакции смазочного слоя определялись интегрированием модифицированного уравнения Элрода при граничных условиях ЯФО:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \Phi_1 \bar{h}_{skt}^{n+2} \frac{\partial(g\Pi)}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left( \Phi_1 \bar{h}_{skt}^{n+2} \frac{\partial(g\Pi)}{\partial z} \right) = \\ = \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{\Phi}_2' \bar{h}_{skt} [1 + (1-g)\Pi] \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left( \bar{h}_{skt} [1 + (1-g)\Pi] \right), \end{aligned} \quad (4.7)$$

где  $\bar{\Phi}_2' = \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right) \bar{w}_{21}$ ,  $\bar{w}_{21} = (w_2 - w_1)/(\omega_0 R)$  – безразмерная поступательная

скорость движения шипа (поршня),  $w_1, w_2$  – скорости поступательного

движения подшипника и шипа;  $\bar{h}_{skt} = \frac{h_{skt}}{h_0}$  – безразмерная толщина

смазочного слоя. Остальные обозначения соответствуют уравнению (2.95, второй главы).

#### 4.2. Макрogeометрия смазочного слоя сопряжения «поршень цилиндр»

Изменение макрogeометрии (профилирование) боковой поверхности юбки поршня является одним из способов снижения гидромеханических потерь на трение в сопряжении и увеличении доли гидродинамического режима трения между юбкой поршня и гильзой цилиндра. У дизелей, после некоторого времени эксплуатации, особенно характерного для периода приработки и моментов действия максимальных нагрузок, на юбке поршня возникают натиры. Это следствие работы ГСТС дизеля, к которым относится трибосопряжение «поршень цилиндр» на режимах смешанного и граничного трения, при значениях толщины смазочного слоя, не достаточных для обеспечения гидродинамического режима трения. Поверхность юбки поршня, содержащая следы натира (области контактирования) допустимо полагать несущей областью, которая воспринимает действующие внешние нагрузки (см. раздел 4.1).

Форма и площадь области контактирования ( пятна контакта) оказывают непосредственное влияние на ГМХ ГСТС «поршень – цилиндр» дизеля: потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания, ГД-даление в смазочном слое и его толщину.

Таким образом, управляя макрogeометрией области контактирования как в осевом, так и в радиальном направлениях, можно получить наилучшие ГМХ, в частности, уменьшить гидромеханические потери на трение в сопряжении, на долю которого приходится до 30% механических потерь на трение в дизеле.

## *Тепловые деформации*

Термодинамический анализ индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре дизеля позволяет определить давление и температуру газов, которые необходимы для оценки теплообмена между газом в цилиндре и элементами поршня.

Это позволит определить граничные условия теплообмена и температурное состояние поршня, определяющее теплое деформирование его головки и тронка. Знание этих деформаций позволит оценить и выбрать с учетом особенностей профилирования образующей поршня зазор между поршнем и гильзой цилиндра в этом трибосопряжении.

Теплообмен между газом, днищем головки цилиндров, гильзой цилиндра и днищем головки поршня характеризуется суммарным коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_{\Sigma} = \alpha_1$  или суммарным тепловым потоком  $q_{\Sigma} = q_{01}$ , объединяющими количественно конвективную и лучистую составляющие. При этом рассматриваются осредненные за цикл локальные значения  $\alpha_1$  и  $q_{01}$ . Если не учитывать локальность параметров теплообмена по поверхности поршня или головки цилиндра, то можно допустить существенные ошибки при определении теплового состояния. Известны эмпирические зависимости распределения  $\alpha_1$  и  $q_{01}$  по радиусу для различных типов поршней и головок цилиндров.

При расчете теплового состояния охлаждаемых поршней, головок и гильз цилиндров следует также учитывать локальность значений параметров теплообмена, в частности коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ж} = \alpha_2$  в охлаждающую жидкость.

В настоящее время опубликовано большое количество зависимостей для определения суммарного теплового потока  $q_{01}$  и коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$ . Часть зависимостей учитывает раздельно конвективную и лучистую составляющие теплообмена. В других зависимостях учет лучистой составляющей производится косвенно, например, повышенным влиянием температуры газа  $T_g$ . Примером может служить известная зависимость

Эйхельберга, широко используемая при расчетах теплового состояния деталей дизелей

$$\alpha = 7,8 (P_r T_r)^{0,5} (c_m)^{0,33}, \quad (4.8)$$

Средние за цикл  $\alpha_1$  можно определить по следующим зависимостям для четырехтактных дизелей

$$\alpha_{1cp} = (5,12 + 4,15 P_e) (T_a)^{0,5} (c_m)^{0,33}, \quad (4.9)$$

для двухтактных дизелей

$$\alpha_{1cp} = (7,09 + 7,71 P_e) (T_a)^{0,5} (c_m)^{0,33}, \quad (4.10)$$

где  $P_r$ ,  $T_r$  – текущие значения соответственно давления и температуры газа в цилиндре,

$T_a$  – температура газа в начале сжатия,

$P_e$  – среднее эффективное давление,

$c_m = S_n/30$  – средняя скорость поршня.

Для двигателей со значительной долей лучистой составляющей в суммарном тепловом потоке от газов к стенкам деталей, образующих камеру сгорания, используют зависимость G. Woschni

$$\alpha_r = 819,5 P_r^{0,8} W^{0,8} T_r^{-0,53} D^{-0,2} + \varepsilon_{\pi} \sigma_0 [(T_r/100)^4 - (T_{ct}/100)^4] / (T_r - T_{ct}), \quad (4.11)$$

где  $T_{ct}$  – температура стенки,

$\varepsilon_{\pi}$  – степень черноты пламени,

$\sigma_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$W = 6,18 c_m$  – в период газообмена,

$W = 2,28 c_m$  – в период сжатия,

$W = 2,28 c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} [V_s (P_r - P_0) T_r / (P_r V)]$  – в период сгорания-расширения.

Результирующее значение коэффициента теплоотдачи вычисляется

$$\alpha_{1cp} = \tau_o^{-1} \cdot \int \alpha_r d\tau \quad (4.12)$$

Средняя результирующая температура газа  $T_{prez} = T_{cp1}$  определяется

$$T_{prez} = (\alpha_1 T_r)_{cp} / \alpha_{1cp}. \quad (4.13)$$

Значение  $T_{prez}$  выше средней температуры газа  $\bar{T}_r$  за цикл для четырехтактных дизелей

$$T_{\text{през}} = \dot{T}_r + (0,6 \dots 0,8)(\dot{T}_r - 273),$$

для двухтактных дизелей

$$T_{\text{през}} = \dot{T}_r + (0,4 \dots 0,6)(\dot{T}_r - 273).$$

Пример изменения давления, температуры и параметров теплообмена газов с поверхностью днища поршня представлены на рис.4.2.

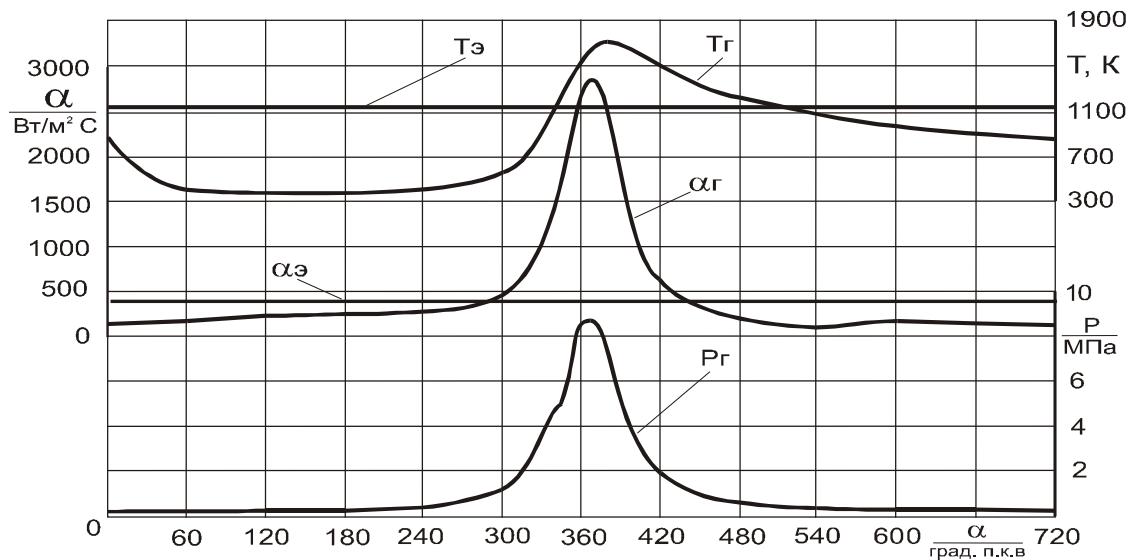


Рис. 4.2. Изменение давления, температуры и коэффициента теплоотдачи от рабочих газов в цилиндре дизеля

Оценив по приведенным зависимостям значения коэффициента теплоотдачи для поверхности детали в целом, в дальнейшем следует перейти к локальным значениям в пределах отдельных характерных участков поверхности в соответствии с имеющимися в литературе рекомендациями.

Наряду с коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_{\text{ср1}}$  и средней результирующей температурой  $T_{\text{срг}}$  газа (граничные условия III рода) можно задавать осредненный за цикл суммарный локальный тепловой поток  $q_{01}$  от газа к стенкам деталей, образующих камеру сгорания (граничные условия II рода).

В литературе приводятся зависимости, описывающие распределение потока по поверхностям головки цилиндра и поршня

$$q_x / q_{\text{max}} = A + (B - A)x/R + [1 - A - (B - A)x/R]\{4[(x/R)^n - (x/R)^{2n}]\}^k, \quad (4.14)$$

где  $A = q_{ц} / q_{max}$  и  $B = q_{пер} / q_{max}$  – относительные значения тепловых потоков (коэффициентов теплоотдачи) соответственно в центре и на периферии огневой поверхности головки цилиндров или поршня,

$x$  – расстояние от оси цилиндра, м,

$R$  – радиус цилиндра, м,

$n = \lg 0,5 / \lg \rho$ ,  $\rho$  – относительный радиус, соответствующий  $q_{max}$ ,

$k$  – показатель степени, определяющий крутизну функции и зависящий от формы поверхности.

Максимальное значение теплового потока  $q_{max}$  можно определить

$$q_{max} = q / [2 \int \Phi_x(x/R) d(x/R)],$$

где  $q$  – среднее значение теплового потока (коэффициента теплоотдачи) для рассматриваемой поверхности,

$$\Phi_x = q_x / q_{max}.$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{гз}$  и результирующая температура  $T_{гз}$  в зазоре между гильзой и жаровым поясом поршня равны

$$\alpha_{гз} = 0,25\alpha_1; \quad T_{гз} = T_{cp1} = T_{грез}.$$

Помимо приведенных достаточно общих зависимостей для определения параметров теплообмена со стороны газа, при расчете теплового состояния отдельных деталей приходится оценивать значительное число дополнительных величин, характеризующих теплообмен на различных участках со стороны охлаждения в местах подвижных и неподвижных сопряжений деталей и т.д.

Коэффициент теплоотдачи от днища поршня в масло зависит от способов охлаждения. Так, в неохлаждаемых поршнях теплоотдача в масляный туман от внутренних поверхностей поршня характеризуется значением коэффициента теплоотдачи  $\alpha_m = 60 \dots 290 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^0\text{C})$ .

При охлаждении опрыскиванием днища поршня маслом через шатун теплоотдача в местах сопряжения струи с днищем

$$\alpha_m = 984 V_m^{0,63} / (d^{1,63} i^{0,81} V_m^{0,25}), \quad (4.15)$$

где  $V_m$  – объемный расход масла, л/мин;  $i$  – количество отверстий форсунки в головке шатуна;  $d$  – диаметр отверстий в мм;  $v$  – кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

При циркуляционном охлаждении  $\alpha_m$  можно определить

$$\alpha_m = 30V_m^{0,5}\Pi^{0,5}/(v_m^{0,2}f), \quad (4.16)$$

где  $\Pi$  – смоченный периметр поперечного сечения канала, см;

$f$  – площадь поперечного сечения канала,  $\text{см}^2$ .

В обоих случаях за определяющую принимается средняя температура между температурами масла и охлаждаемой поверхности.

При охлаждении взбалтыванием

$$\alpha_m = 7,85[(c_y d_{\text{экв}} D)^2 + 0,045 V_m^2]^{0,25}/(d_{\text{экв}} D^{0,5} v_m^{0,25}), \quad (4.17)$$

где  $d_{\text{экв}} = d_2 - d_1$  – разность наружного  $d_2$  и внутреннего  $d_1$  диаметров кольцевой полости, в которой происходит взбалтывание;  $D = d \cdot i^{0,5}$ ;  $d$ ,  $i$  – соответственно диаметр и количество сливных отверстий;  $c_y$  – скорость удара, м/с.

Через кольца в гильзу цилиндра отводится до 50% количества теплоты, подведенной к поршню горячими газами. В связи с этим важно достаточно точно оценить условные коэффициенты теплоотдачи на поверхности соприкосновения кольца с поршнем и гильзой.

Изменения геометрии трибосопряжения “поршень-цилиндр”, вызванное неравномерным нагревом цилиндра и поршня, оказывает существенное влияние на все гидромеханические характеристики. Для определения температурных деформаций поршня решалась квазистатическая задача термоупругости методом конечных элементов. Поршень моделировался объемными конечными элементами. Исследования проводились с использованием программы Design Space, которая позволила получить наглядное представление конечно-элементной модели поршня, распределения температур, вид конечного состояния деформированной поверхности поршня при действии тепловой нагрузки (рис.4.3 – 4.5).

Экспериментальные исследования показывают, что температура поршня в районе юбки в течение цикла работы двигателя изменяется незначительно (наибольшие температурные колебания наблюдаются в районе головки поршня), поэтому температурные деформации юбки поршня принимались постоянными в цикле.

Поскольку температура цилиндра изменяется по высоте, следовательно изменяется и радиальный зазор между поршнем и цилиндром. Это учитывалось введением для каждого угла поворота коленчатого вала температурной поправки к зазору  $\Delta h_0^{(t)} = f(D, \bar{\alpha}, \Delta t)$ , где  $D$  - диаметр цилиндра, м;  $\bar{\alpha}$  - коэффициент линейного расширения материала цилиндра,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t$  - изменение температуры цилиндра относительно средней расчетной температуры.

Как показали расчетные эксперименты, даже для наиболее теплонапряженных цилиндров дизелей воздушного охлаждения типа ЧВН 15/16, В2Ч 8,2/7,8 изменение зазора в районе юбки поршня, находящегося в ВМТ, составляет не более 10-12% от номинального зазора, при расчете по осредненной температуре цилиндра дизеля.

Внешние силовые факторы, действующие на ГСТС “поршень-цилиндр”, в частности, силы давления газов в цилиндре изменяются значительно в зависимости от угла поворота коленчатого вала. В работе выполнена оценка влияния внешних силовых факторов на форму профиля юбки поршня. Результаты наших исследований свидетельствуют о превалирующем влиянии тепловых факторов на деформацию юбки поршня, а деформациями в результате действия газовых и инерционных сил можно пренебречь (рис. 4.6).

Деформация цилиндра дизеля обусловлена влиянием газовых сил, действующих в период рабочего хода поршня. Эти деформации учитывались введением на каждом шаге расчета поправки вида  $\Delta h_0^{(p)} = f(D, p_\Gamma)$ , где  $p_\Gamma$  – давление газов в цилиндре, МПа.

В соответствии с экспериментальными исследованиями, изменение зазора от действия сил давления газов в районе юбки поршня, при его положении в районе ВМТ такта сгорания, составляет не более 10%.

С учетом выше сказанного, определение деформаций элементов ГСТС “поршень-цилиндр” дизеля при совместном действии силовых и температурных факторов ограничивалось задачей расчета только температурных деформаций.

В работе принято допущение об отсутствии значительного влияния ГД-давлений в смазочном слое сопряжения на деформацию юбки поршня, поскольку объектами исследования в работе являются ГСТС, характеризуемые достаточно высокими жесткостными характеристиками. Следовательно, задача расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля включает в себя две подзадачи:

- расчет температурных деформаций элементов ГСТС,
- расчет траектории движения центра поршня в цилиндре дизеля.

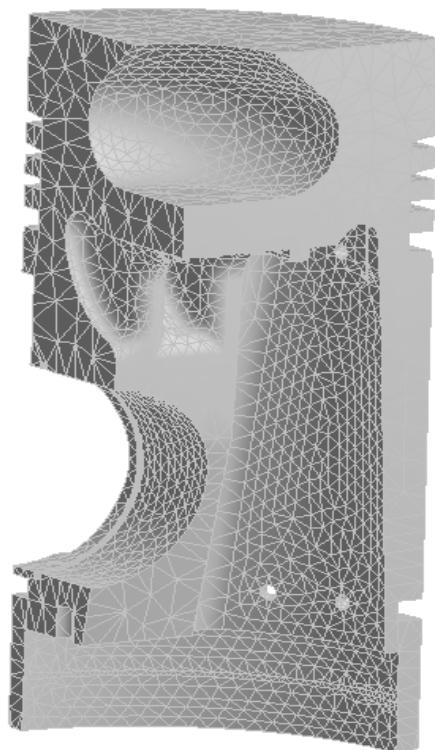


Рис.4.3 – Конечно-элементная модель поршня дизеля ЧН 15/20,5

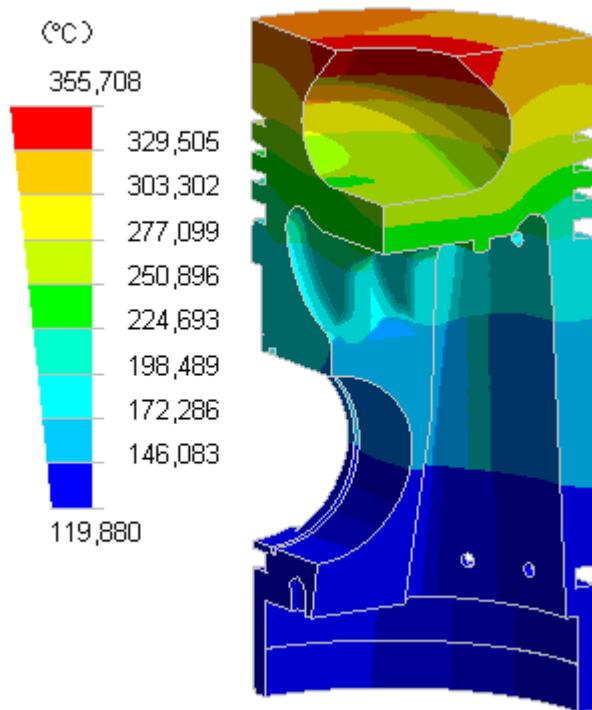


Рис.4.4 – Температурное поле поршня дизеля ЧН 15/20,5

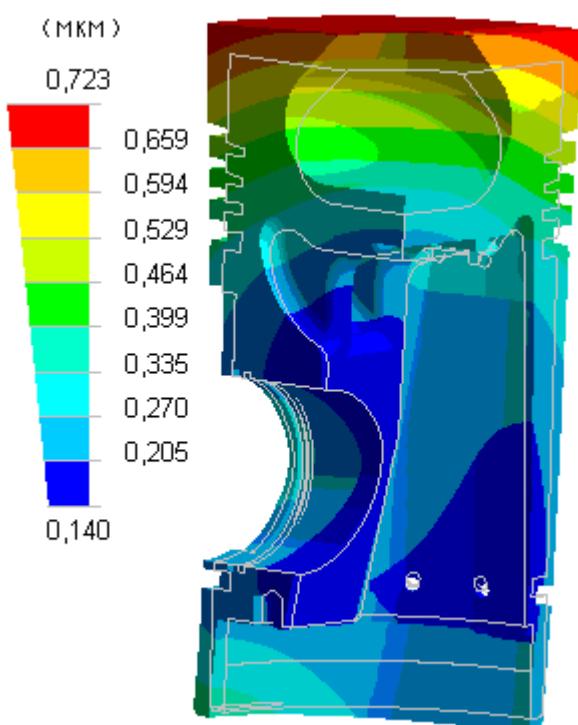


Рис.4.5 – Деформации от теплового воздействия

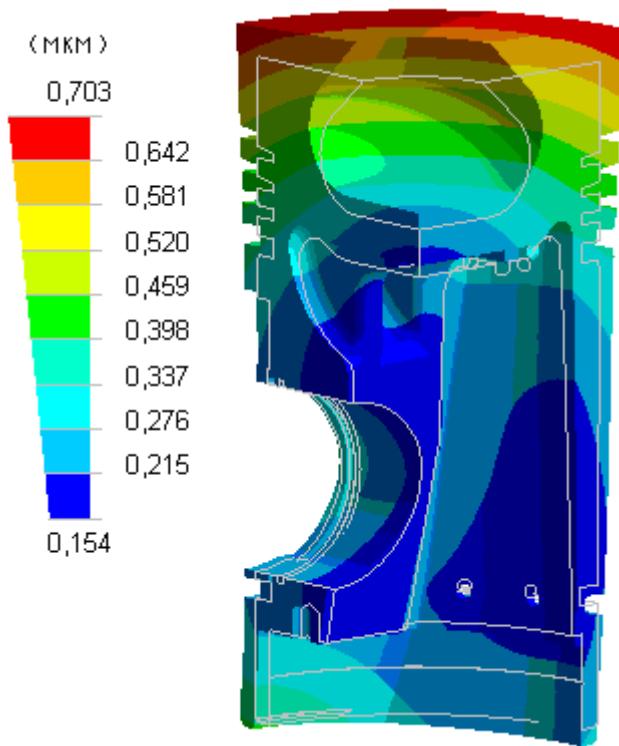


Рис. 4.6 – Суммарные деформации от действия тепловых и силовых факторов

### *Осевое профилирование*

Под осевым профилированием понимается аналитическое описание макрогоеометрии юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца. Для этого задаются отклонения профиля юбки поршня  $h_{a1i}$  и  $h_{a2i}$  (рис. 4.7) от цилиндрической формы на верхнем ( $Z = -B/2$ , где  $B$  – высота юбки) и нижнем ( $Z = B/2$ ) краях юбки,  $Z_{aci}$  – координата точки  $C_{ai}$  вершины профиля,  $i=1,2$  – индексы, обозначающие нагруженную и ненагруженную стороны юбки поршня, индекс “а” указывает на осевое профилирование.

В модели устанавливалось значение зазора на уровне  $C_{ai}$  между юбкой поршня и гильзой цилиндра, соответствующее характерному зазору  $h_0$  в ГСТС при центральном положении поршня в цилиндре дизеля.

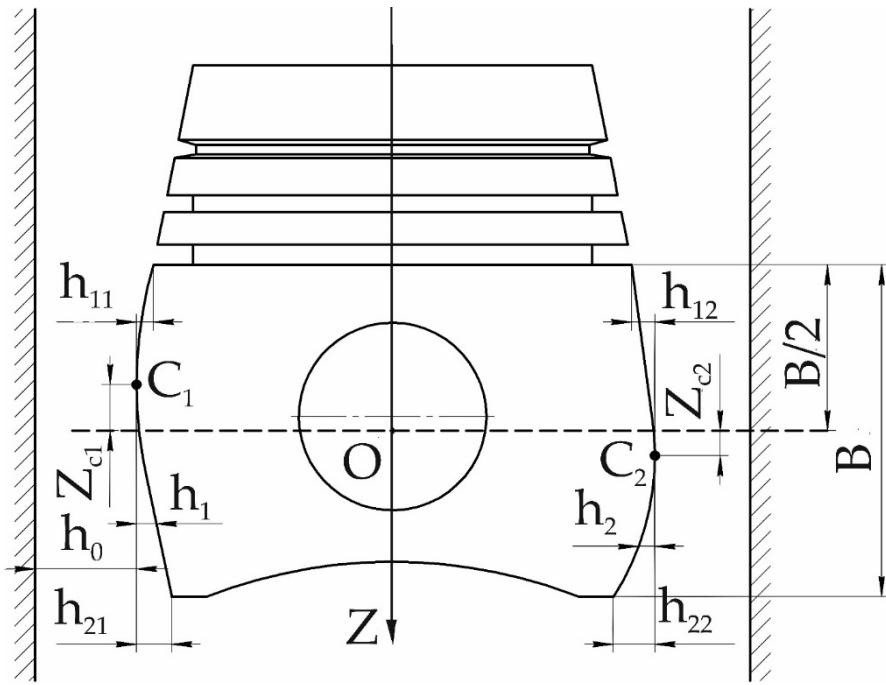


Рис.4.7 – Основные размеры осевого профиля поршня

Профиль юбки поршня представлялся степенной аппроксимирующей зависимостью:

$$h_i = h_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}, \quad (4.18)$$

где  $z = Z / R$ ;  $m_{ai} = Z_{ac_i} / R$ ;  $R$  – радиус поршня;  $l_a$  и  $k_a$  – безразмерные коэффициенты, которые определялись формулами:

$$l_{ai} = \frac{\ln\left(\frac{h_{a2i}}{h_{a1i}}\right)}{\ln\left(\left|\frac{a - m_{ai}}{a + m_{ai}}\right|\right)}; \quad k_{ai} = \frac{h_{a1i}}{h_0 |a + m_{ai}|^{l_{ai}}}, \quad (4.19)$$

где  $a = B/(2R)$ .

### Радиальное профилирование

Аналогично осевому профилированию, при задании радиального профиля юбки поршня дизеля, линии  $\varphi_1(z)$ ,  $\varphi_2(z)$ ,  $\varphi_3(z)$  и  $\varphi_4(z)$ , которые являются границами несущей области (рис. 4.8.), аппроксимировались

степенным законом:

$$\varphi_1(z) = \frac{\theta_{01}}{2} + \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |(z - m_{r1})|^{l_{r1}}; \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \varphi_4(z) &= 2\pi - \frac{\theta_{01}}{2} - \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |(z - m_{r1})|^{l_{r1}}; \\ \varphi_2(z) &= \pi - \frac{\theta_{02}}{2} - \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}; \\ \varphi_3(z) &= \pi + \frac{\theta_{02}}{2} + \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Здесь  $\theta_{01}$  и  $\theta_{02}$  – угловая ширина несущих поверхностей, соответствующая уровням  $Z_{rC1}$  и  $Z_{rC2}$ ,  $h_{r1i}$  определяет расстояние по угловой координате  $\varphi$  от точки  $C_{ri}$  до пересечения границы несущей области с верхним торцем развертки юбки поршня,  $h_{r2i}$  соответствует расстоянию по координате  $\varphi$  от точки  $C_{ri}$  до пересечения границы несущей области с нижним торцем развертки. Индекс “ $i$ ” обозначает радиальное макропрофилирование юбки поршня.

Таким образом, используя методику макропрофилирования, возможно описать несущие области юбки поршня с прямоугольной, овальной, X-образной формами. Необходимо отметить, что несущие поверхности для нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня отличаются, что означает их асимметрию относительно продольной оси поршня. На рис.4.8. в качестве примера приведена симметричная развертка юбки поршня с овальным радиальным макропрофилированием.

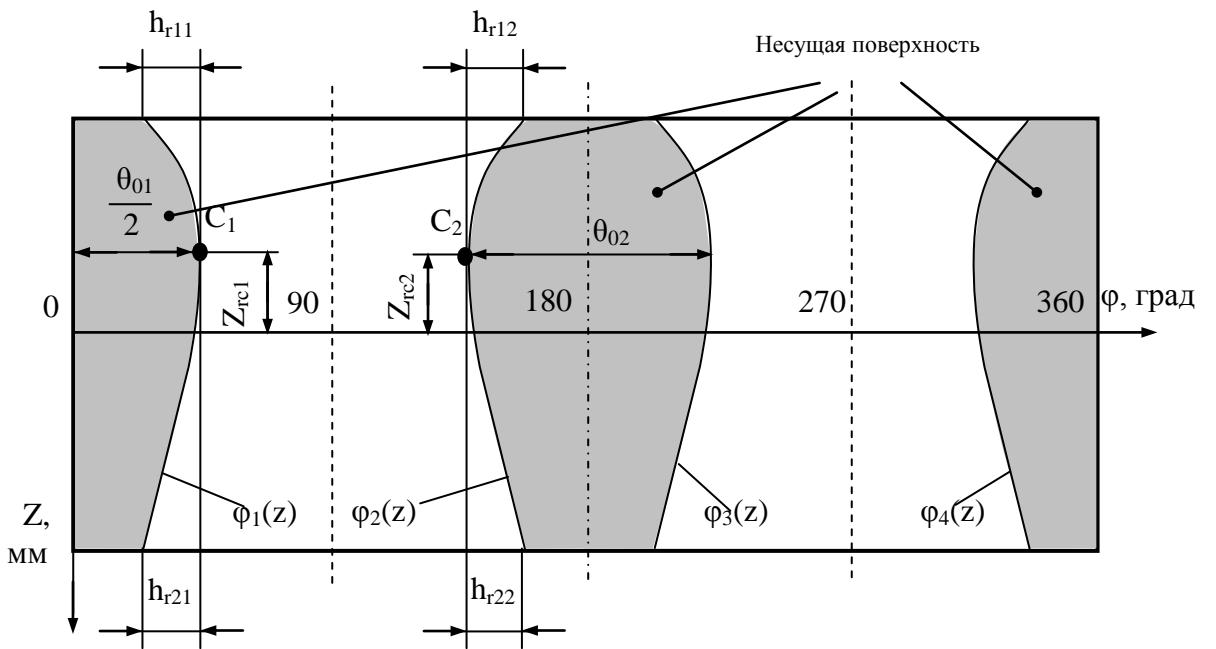


Рис. 4.8. Разворотка юбки поршня с овальным радиальным макропрофилированием

Коэффициенты степенной зависимости (параболы) определяются выражением:

$$l_{ri} = \frac{\ln \frac{h_{r2i}}{h_{r1i}}}{\ln \left( \frac{a - m_{ri}}{a + m_{ri}} \right)}, \quad k_{ri} = \frac{h_{r1i}}{\frac{\theta_{02}}{2} (a + m_{ri})^{l_{ri}}}, \quad (4.22)$$

где  $z = Z / R$ ;  $m_{ri} = Z_{rci} / R$ .

При моделировании более сложного профиля поршня использовались интерполяционные процедуры, в результате чего появилась возможность описания профиля юбки поршня дизеля в осевом и радиальном направлениях с минимизацией погрешностей.

Следует отметить, что использование интерполяционных процедур значительно затрудняет решение оптимизационной задачи определения макрогоеометрии профиля юбки поршня. В связи с этим, при проведении оптимизационных расчетов в шестой главе описание профиля юбки осуществлялось на основе параболических функций.

### 4.3. Регулярная микрогоометрия трибосопряжения «поршень-цилиндр»

Поверхности юбки поршня зачастую имеют поперечные микроканавки радиальной или треугольной формы, которые являются примером теоретических микропрофилей технологически обработанных поверхностей. Таким образом, профиль юбки поршня включает в себя геометрию микроканавок на ее поверхности и может быть записан в виде:

$$h(\varphi, z) = h_0(\varphi, z) + h_1(\varphi, z) \quad (4.23)$$

где  $h_0(\varphi, z)$  описывает макрогоометрию юбки поршня, а  $h_1(\varphi, z)$  – микрогоометрию поверхности с учетом микроканавок.

Микроканавки на поверхности поршня могут моделироваться, в частности, в виде синусоидальной функции, которая получается в результате снятия и обработки профилограммы поверхности юбки поршня (рис.4.9).

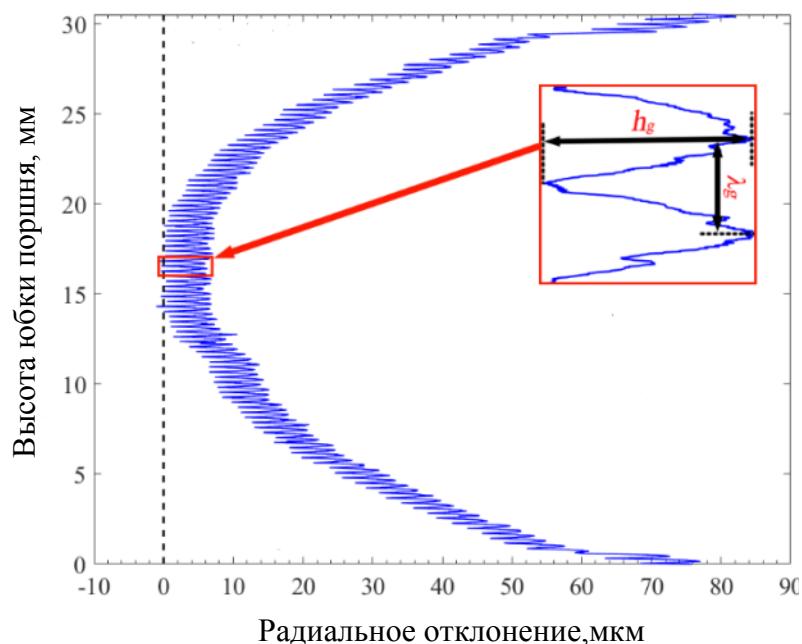


Рис.4.9. Пример профиля юбки поршня

Таким образом, геометрия микроканавок может быть описана следующим выражением:

$$h_1(\varphi, z) = \begin{cases} \frac{h_g}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_g} z\right) + \frac{h_g}{2}, & \text{если } \text{mod} \left| \text{int}\left(\frac{z}{\lambda_g} + \frac{1}{4}\right), \frac{1}{\varepsilon_g} \right| = 0, \\ 0, & \text{если } \text{mod} \left| \text{int}\left(\frac{z}{\lambda_g} + \frac{1}{4}\right), \frac{1}{\varepsilon_g} \right| \neq 0. \end{cases} \quad (4.24)$$

Здесь  $\varphi$  и  $z$  – координаты в окружном и осевом направлении юбки поршня,  $h_g$  – глубина микроканавки,  $\lambda_g$  – ширина микроканавки в направлении координаты  $z$ ,  $\varepsilon_g$  – плотность расположения микроканавок на поверхности юбки поршня.

Одним из наиболее распространенных примеров технологии нанесения микроканавок на поверхность трения является хонингование гильзы цилиндра с целью снижения шероховатости поверхности трения и увеличения маслосъемности в трибосопряжениях «направляющая (юбка) поршня - гильза цилиндра» и «поршневое кольцо - гильза цилиндра» (рис.4.10).



Рис 4.10. Поверхность цилиндров после хонингования

В таком случае поверхность представляет из себя относительно гладкие участки (плато) и относительно регулярную микрографию в виде микроканавок. Аналитическое описание подобной микрографии

основывается на двух допущениях: поверхности плато абсолютно ровные, микроканавки представляют собой регулярную микрогоометрию (рис.4.11).

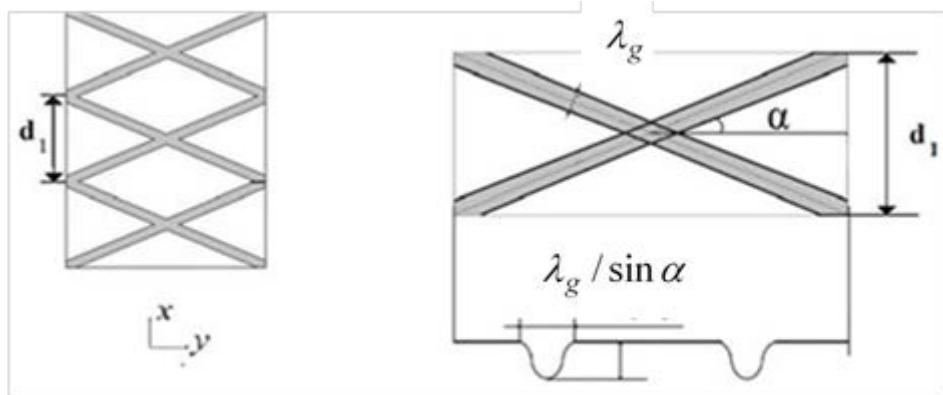


Рис.4.11. Перекрестная микрогоометрия гильзы цилиндра

Такая микрогоометрия описывается четырьмя параметрами:

- половинным углом  $\alpha$ ;
- шириной микроканавки  $\lambda_g$ ;
- максимальной глубиной микроканавки  $h_g$ ;
- расстоянием между перекрестными микроканавками  $d_1$  в осевом направлении, определяющим плотность расположения микроканавок на поверхности гильзы цилиндра ( $\varepsilon_g$ ).

Топографию поверхности гильзы цилиндра можно описать синусоидальным выражением, определяющим геометрию микроканавок:

$$h_{cyl}(x, y) = \begin{cases} -\frac{h_g}{2} \left[ \cos \left( \frac{2\pi}{\lambda_g} |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha \right) + 1 \right], \\ \text{если } |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha < \frac{\lambda_g}{2}, \\ 0, \quad \text{если } |x \cos \alpha \pm y \sin \alpha| \cos \alpha \geq \frac{\lambda_g}{2}. \end{cases} \quad (4.25)$$

Кроме того, микроканавки на поверхности трения ГСТС, в том числе, на поверхности направляющей поршня могут задаваться численно и

представлять собой комплекс регулярной микрогеометрии, включающий в себя глубину, ширину, угол наклона микроканавок, а также различную их комбинацию [Путинцев].

Для определения поля ГД-давлений в смазочном слое ГСТС «поршень-цилиндр» использовалось модифицированное уравнение Элрода (4.7) для сопряжения с поступательным движением элементов.

Для проверки адекватности методики оценки регулярной микрогеометрии были проведены сравнительные расчетные исследования сопряжения «поршень-цилиндр» для четырехцилиндрового, рядного дизеля с турбонаддувом. Результаты расчетов сравнивались с результатами авторов из Школы механики Шанхайского университета C. Fang, X. Meng, Y. Xie (A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves/ // J. Tribology international, 2017). Исходные параметры дизеля представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Исходные параметры дизеля

Параметр	Единицы измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,045
Длина шатуна	м	0,135
Диаметр цилиндра	м	0,084
Диаметр поршня	м	0,084
Площадь поршня	$\text{м}^2$	0,0055
Масса поршня	кг	0,434
Высота юбки поршня	м	0,0305
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,000014 5

Зависимость боковой силы, действующей на поршень, представлена на рис.4.12.

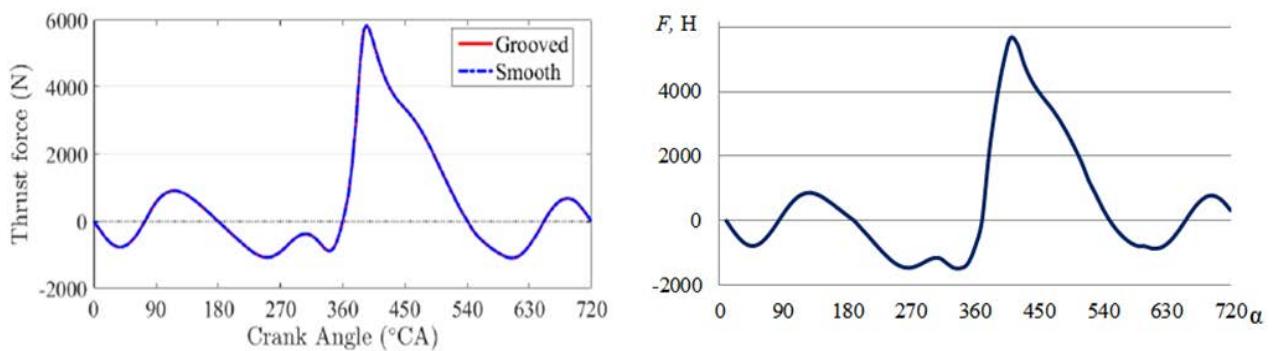


Рис. 4.12. Сравнение боковой силы, действующей на поршень

Слева – Результаты Fang, Meng, Xie,

Справа – Разработанная методика

Сравнение мощности затрачиваемой на преодоление трения представлено на рис. 4.13.

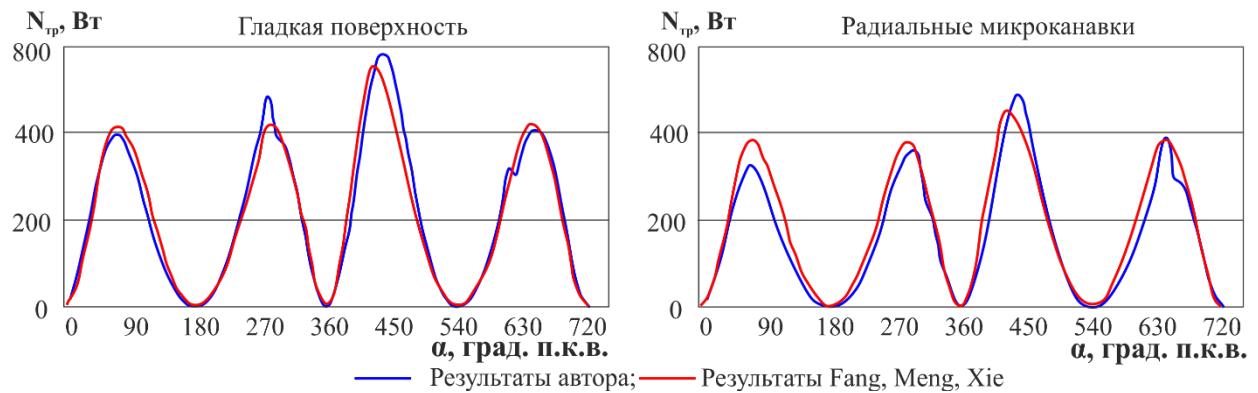


Рис. 4.13. Зависимости потерь на трение от угла поворота коленчатого вала в сопряжении «поршень–цилиндр» дизеля

Разработанная методика применена для исследования различных технических решений ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля типа ЧН 13/15 (4 тактный с наддувом, диаметр поршня 130 мм, ход поршня 150 мм), исходные данные для расчета сопряжения которого приведены в табл. 4.2.

Кроме того, в качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма (см. раздел 3.4.1), а также вязкостно-температурная зависимость моторного масла класса SAE 5W-50 с характерными значениями коэффициентов динамической вязкости при определенной температуре:  $\mu_{40} = 0,074 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\mu_{80} = 0,0237 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\mu_{100} = 0,0154 \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Таблица 4.2. Исходные данные для расчета

Параметр	Единицы измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,075
Длина шатуна	м	0,260
Диаметр цилиндра	м	0,130
Диаметр поршня	м	0,130
Площадь поршня	м <sup>2</sup>	0,013
Масса комплекта поршня	кг	5,035
Масса поступательно движущихся частей КШМ	кг	1,929
Масса вращательно движущихся частей КШМ	кг	3,858
Высота юбки поршня	м	0,084
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,0002

В табл. 4.3 приведены результаты расчетных экспериментов на режиме номинальной мощности дизеля. Из таблицы видно, что значения  $h_{min}$  достигают расчетных значений меньших, чем допустимая величины  $\alpha_{h_{\text{доп}}}$ , при этом протяженность зоны возможного контактирования поверхностей составляет 12,5% времени рабочего цикла.

Таблица 4.3. ГМХ трибосопряжения «поршень – цилиндр» дизеля ЧН 13/15

$N^*$ , Вт	$Q^*$ , л/с	$h^*_{min}$ , мкм	$P^*_{max}$ , МПа	$h_{min}$ , мкм	$P_{max}$ , МПа	$\alpha_{h_{\text{доп}}}$ , %
252,0	0,067	55,7	2,7	8.6	16.0	12.5

Наряду с традиционной гладкой поверхностью в качестве регулярной микрогоометрии моделировались микроканавки, представленные на рис. 4.14.

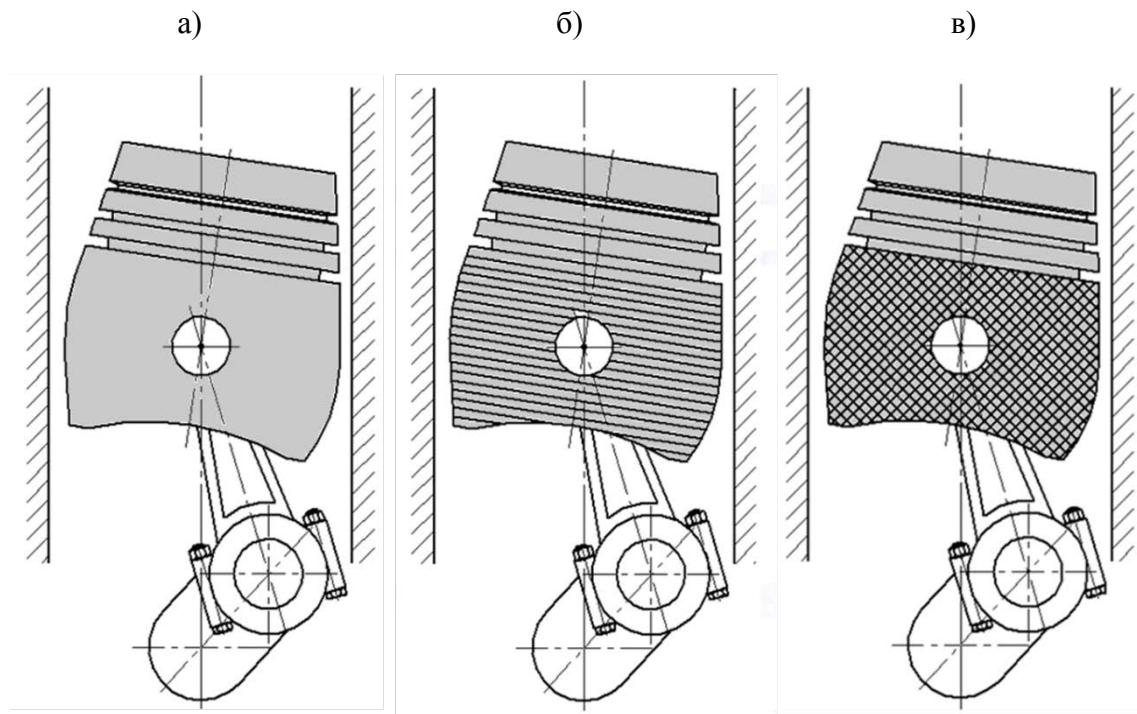


Рис. 4.14. Виды регулярной микрогоометрии юбки поршня: а) гладкая поверхность, б) радиальные микроканавки, в) перекрестная микрогоометрия

Результаты расчета представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4. Результаты расчета ГМХ ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15 для различных видов регулярной микрогоометрии

Виды микрогоометрии	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\text{supp}_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа
Без микрогоометрии	298,99	16,9	5,62	19,99	7,86	1,63
Круговая микрогоометрия	262,15	17,8	4,84	18,92	10,51	2,05
Перекрестная микрогоометрия	236,09	18,6	4,16	18,02	13,80	2,58

Зависимости ГМХ представлены на рис.4.15-4.18. Результаты свидетельствуют о снижении расчетных значений гидромеханических потерь

на трение в ГСТС с регулярной микрогоометрией до 20% при некритичном изменении других ГМХ.

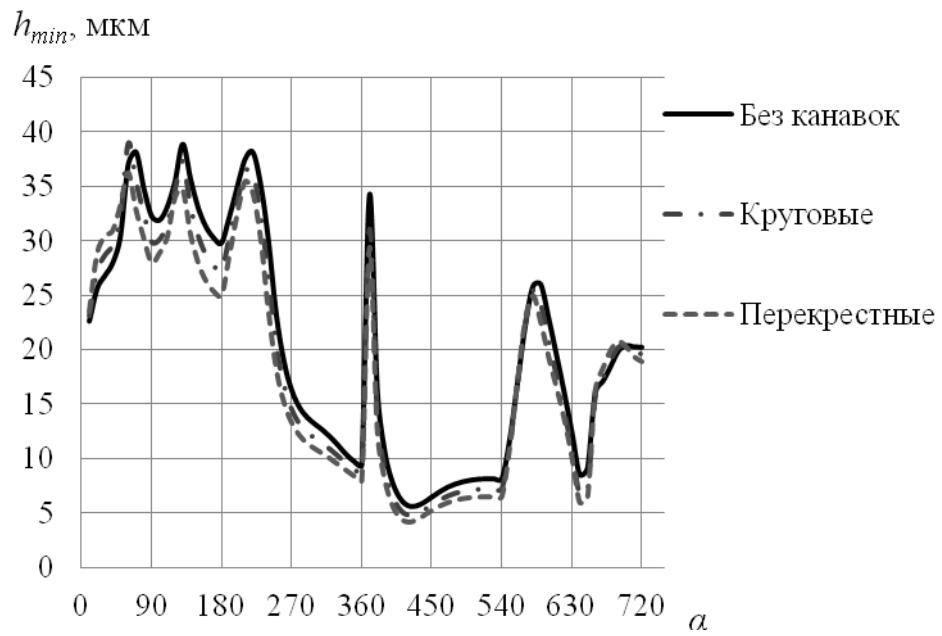


Рис. 4.15. Зависимость толщины смазочного слоя от угла ПКВ

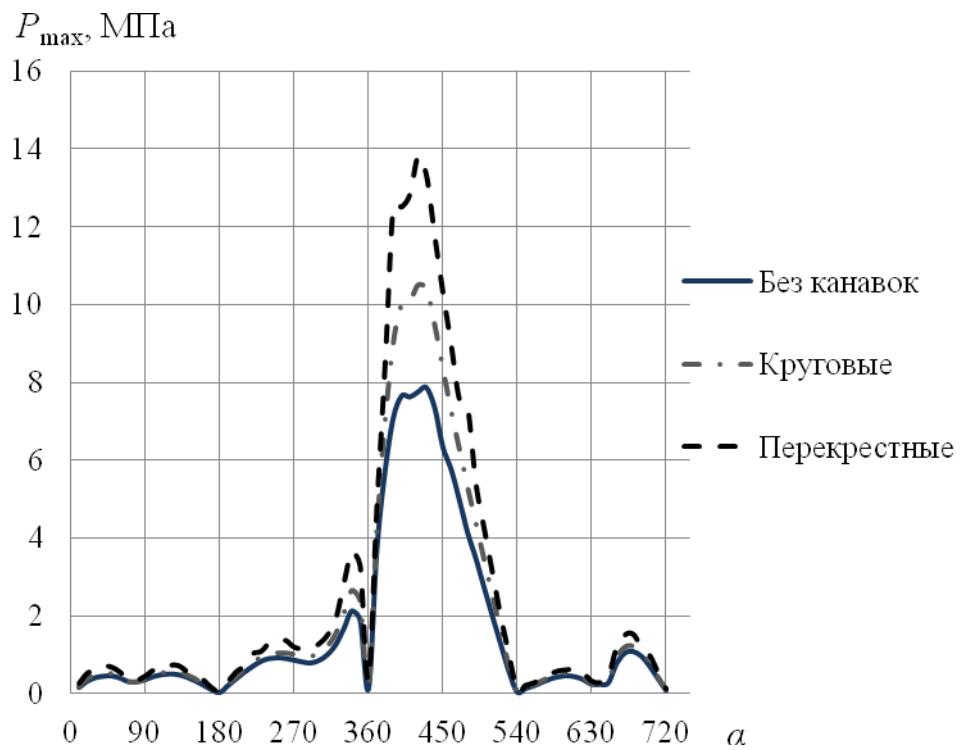


Рис. 4.16. Зависимость максимального давления от угла ПКВ

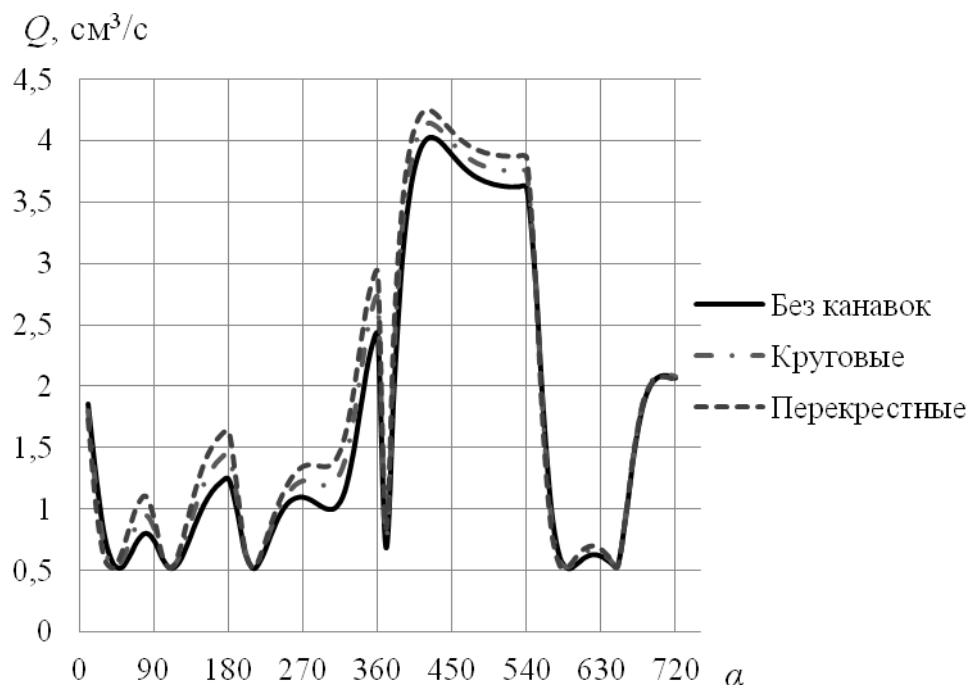


Рис. 4.17. Зависимость расхода смазки от ПКВ

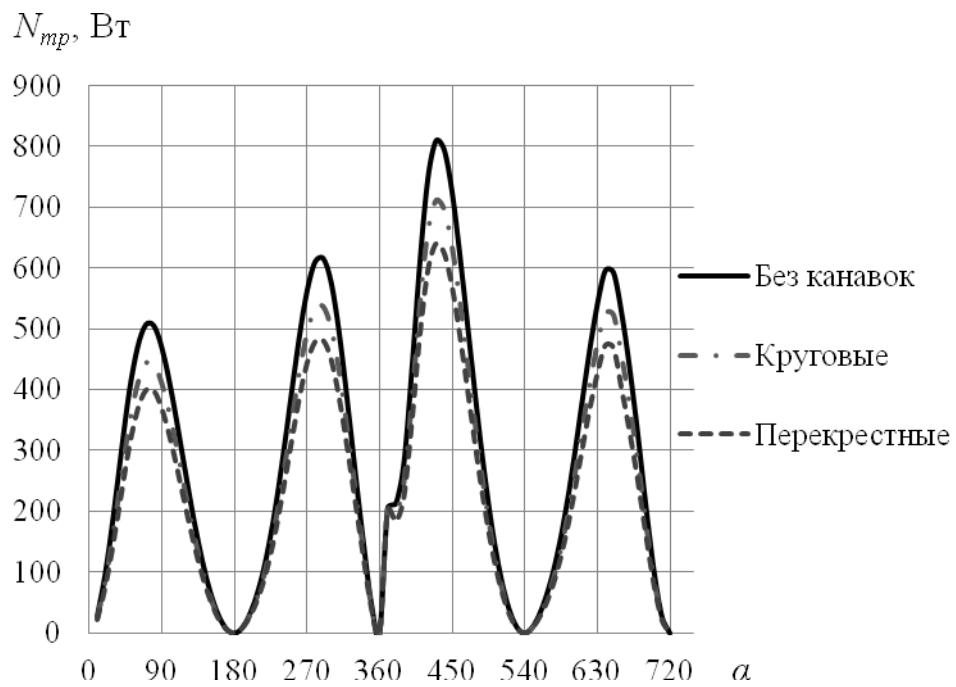


Рис. 4.18. Зависимость мощности затрачиваемой на трение от ПКВ

В качестве примера на рис. 4.19–4.24 представлены эпюры ГД-давлений в смазочном слое для гладкой и текстурированной юбки поршня (радиальные и перекрестные микроканавки).

Из рисунка виден положительный эффект регулярной микрографии поверхности направляющей поршня, заключающийся в снижении ГД-давлений в смазочном слое для угла поворота коленчатого вала,

соответствующего наибольшей нагрузке ( $\alpha = 390^0$  угла поворота коленчатого вала).

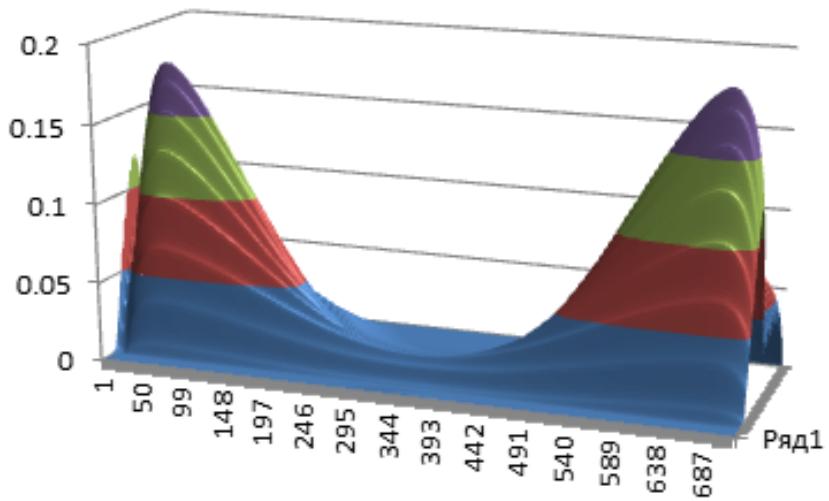


Рисунок 4.19 – Поле ГД давлений в смазочном слове (без микрогеометрии, при ПКВ =  $110^0$ )

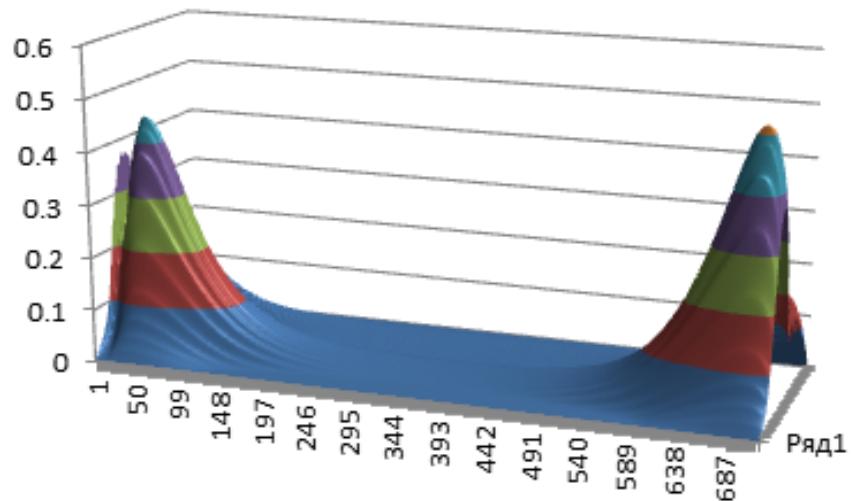


Рисунок 4.20 – Поле ГД давлений в смазочном слове (без микрогеометрии, при ПКВ =  $390^0$ )

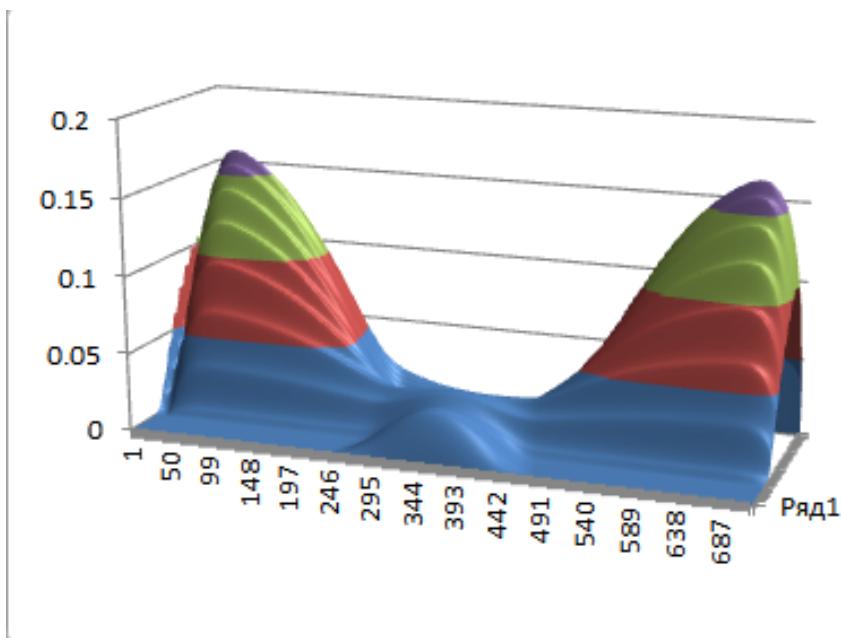


Рисунок 4.21 – Поле ГД давлений в смазочном слове (радиальная микрография, при ПКВ =  $90^\circ$ )

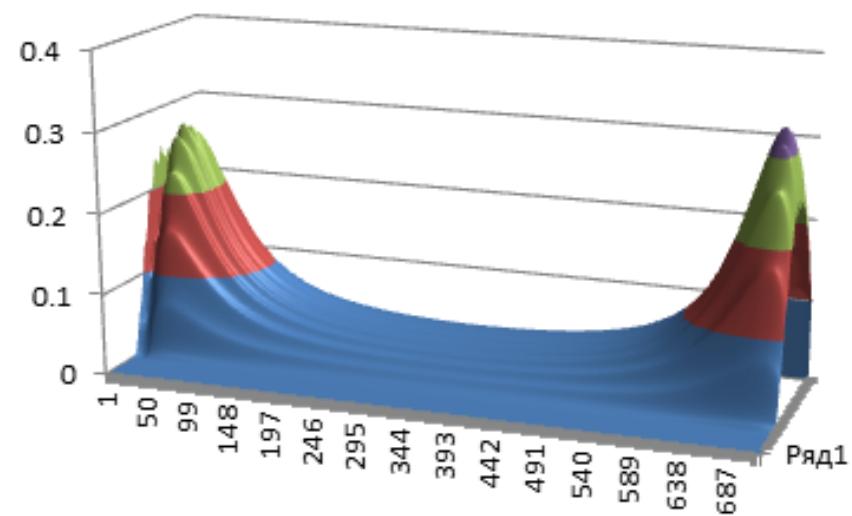


Рисунок 4.22 – Поле ГД давлений в смазочном слове (радиальная микрография, при ПКВ =  $400^\circ$ )

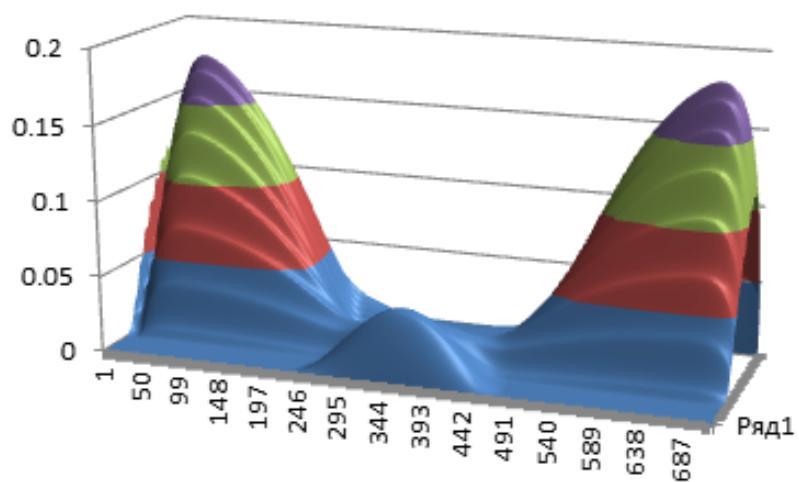


Рисунок 4.23 – Поле ГД давлений в смазочном слове (перекрестная микрогеометрия, при  $\text{ПКВ} = 90^\circ$ )

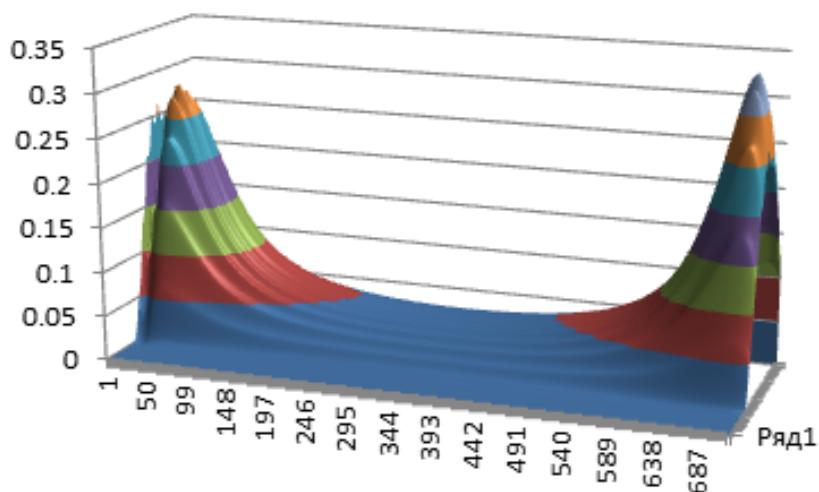


Рисунок 4.24 – Поле ГД давлений в смазочном слове (перекрестная микрогеометрия, при  $\text{ПКВ} = 400^\circ$ )

#### 4.4. Моделирование трибосопряжения с учетом нерегулярной микрогеометрии (шероховатости)

Разработанная комплексная методика, включающая в себя с одной стороны расчет траектории движения подвижных элементов тяжелонагруженных трибосопряжений подшипников ДВС и определение поля гидродинамических давлений с использованием алгоритма сохранения массы смазочного слоя, учета реологических свойств смазочного материала, макроотклонений и температурных деформаций поверхностей трения, а с другой стороны, оценку контактного взаимодействия поверхностей трения и изменение их топографии позволяет моделировать различные режимы работы ГД-подшипников ДВС, близкие к реальным физическим условиям.

Алгоритм решения комплексной задачи представлен на рис.4.25 и заключается в следующем. На основании исходных данных, в качестве которых принимается индикаторная диаграмма давления газов в цилиндре дизеля и рассчитанные на ее основе гидографы нагрузок, решается система уравнений динамики подвижных элементов ГСТС ДВС, с учетом разработанных методик определяются поля ГД-давлений в смазочном слое и выполняется расчет гидромеханических характеристик. В случае возникновения областей смешанного и граничного режимов трения в ГСТС, которые характеризуются наличием областей контактирования, определяемы параметром  $\alpha_{h_{\partial\text{оп}}}$ , применяется разработанная математическая модель контактного взаимодействия.

Таким образом, комплексная методика расчетного анализа ГСТС ДВС включает в себя моделирование трибосопряжений с учетом нерегулярной геометрии (шероховатости), и на основании модели контактного взаимодействия позволяет оценивать характеристики трения и изнашивания в ГСТС ДВС.



Рис.4.25. Алгоритм решения комплексной задачи

Поскольку в процессе расчета ГСТС "поршень-цилиндр" дизеля ЧН 13/15 имеют место зоны контактирования поверхностей юбки поршня и гильзы цилиндра ( $\alpha_{h_{don}} = 12,5\%$ , см. табл.4.3) используем разработанную методику контактного взаимодействия при рассмотрении процессов трения в этом сопряжении.

Предполагается, что процесс приработки в сопряжении, в процессе которого имеют место пластические деформации, завершен и взаимодействие между контактирующими поверхностями сопряжения находится в фазе упругих деформаций и усталостного разрушения.

Несмотря на то, что сопряжение большую часть времени работает в жидкостном режиме трения, на юбке поршня присутствуют следы "натира",

что подтверждает работу сопряжения в определенные моменты времени в режимах смешанного и граничного трения (рис.4.26).



Рис.4.26. Результат контактного взаимодействия юбки поршня  
зависимость минимальной толщины смазочного слоя  $h_{min}$  по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$  при движении поршня в цилиндре дизеля.

В начале рабочего хода (область отмечена штриховкой), когда боковая сила возрастает, достигая величины порядка 5000-7000 Н [157], а толщина  $h_{min}$  смазочного слоя оказывается меньше суммарного значения  $R_{max}=15\text{мкм}$  высот микронеровностей сопрягаемых поверхностей, возникает режим граничного трения, имеющий место на протяжении  $L=2\text{см}$  движения поршня. Именно в эти промежутки времени имеет место граничное трение, приводящее к «натиру». Здесь это явление анализируются с помощью приведенной во второй главе марковской модели контактного взаимодействия поверхностей трибосопряжения. Величина  $R_{max}$  определялась профилометрированием образцов поршня и гильзы цилиндра с использованием электронного микроскопа Leica DCM 3D и специального программного обеспечения.

На рис.4.27 показана схема движения поршня на смазочном слое в цилиндре и боковая сила  $N$ , прижимающая поршень к цилинду.

Максимальное значение этой силы приходится на начало такта расширения рабочего цикла. На рис.4.28 показана

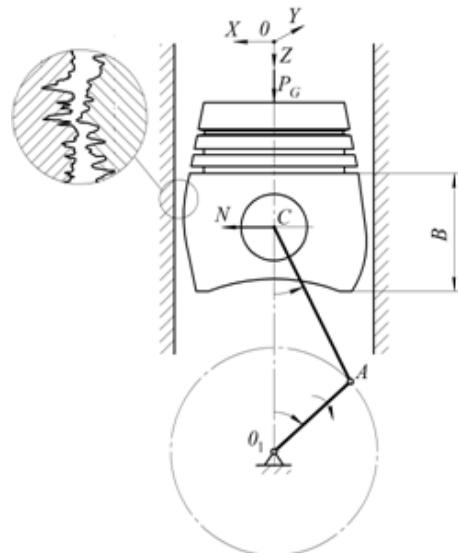


Рис.4.27. Схема движения поршня на смазочном слое

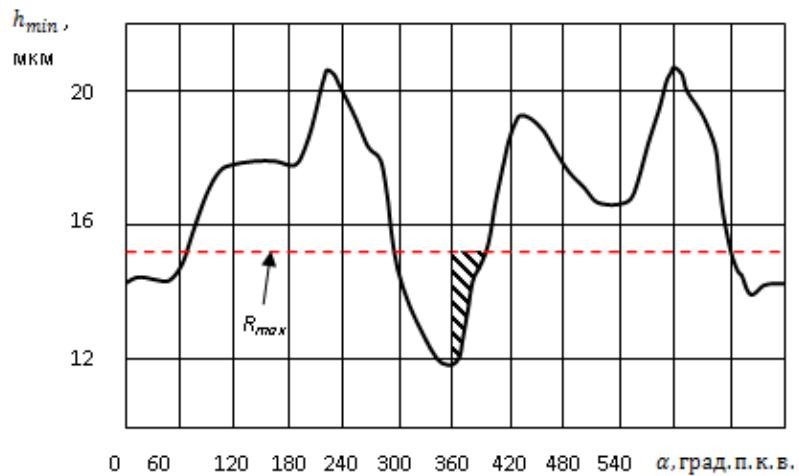


Рис.4.28. Зависимость  $h_{min}$  от угла поворота коленчатого вала на режиме максимальной мощности

В рассматриваемом примере происходит многократное прохождение  $L$  («двух сантиметров») в одну сторону (вблизи ВМТ), что соответствует 30 град. поворота коленчатого вала (рис.4.28, заштрихованная область), то есть взаимодействие на пути длиной  $L$  области поверхности юбки поршня с поверхностью гильзы цилиндра. В данном случае имеем следующую схему взаимного движения: тело 1 из исходного положения движется некоторое расстояние  $L$ , вступая в контактное взаимодействие с телом 2, затем возвращается в исходное положение, и такой процесс повторяется многократно. Режим граничного трения приводит к «натиру», т.е. к локальному износу поршня. Если износ достигает определенной глубины  $H_{kp}$ , то ресурс трибосопряжения "поршень-цилиндр" достигает своего предельного значения. Будем считать, что «ресурс» - это путь трения  $L_{tr}$ , при котором локальный износ поршня равен  $H_{kp}$ ; принято  $H_{kp} = 6.4 \text{ мкм}$ . [157].

Исходные данные для расчетов определены на основании профилометрирования поверхностей юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля ЧН 13/15. Далее символами  $\xi$ ,  $\eta$  обозначается принадлежность к поверхностям соответственно гильзы цилиндра и юбки поршня.

а) размах высот уровней неровностей поверхностей, определенных по 10 максимальным выбросам:  $Rz_{\xi} = 10 \text{ мкм}$ ,  $Rz_{\eta} = 5 \text{ мкм}$ ;

- б) среднее квадратическое отклонение профилей  $\sigma_\xi = 1.7 \text{ мкм}$ ,  $\sigma_\eta = 0.6 \text{ мкм}$ ;
- в) вероятности разрушения при контакте  $P_{w_\xi} = 0.7 \cdot 10^{-9}$ ,  $P_{w_\eta} = 0.7 \cdot 10^{-8}$ ;
- г) средний размер частицы разрушения  $w_\xi = 0.1 \text{ мкм}$ ,  $w_\eta = 0.2 \text{ мкм}$  (в расчетах принимается равным неслучайной величине);
- д)  $\Delta s_\eta$  = среднее расстояние между выступами  $\Delta s_\xi = 100 \text{ мкм}$ ,  $\Delta s_\eta = 30 \text{ мкм}$ ;
- е) приложенная нагрузка  $F_0 = 6500 \text{ Н}$ ;
- ж) характеристики поршня: диаметр  $d_\text{п} = 130 \text{ мм}$ , высота юбки  $h_\text{п} = 90 \text{ мм}$ , ход поршня  $l_\text{п} = 150 \text{ мм}$ . Длина взаимодействующих поверхностей равна  $l_p = 20 \text{ мм}$  (многократное прохождение  $l_p = 20 \text{ мм}$  в одну сторону).

Исходные распределения  $p_0(x)$ ,  $q_0(x)$  для поверхностей  $\xi$  и  $\eta$  получались из реальных профилограмм (рис.4.29) аппроксимацией бета - распределением, поскольку высоты сосредоточены на конечном отрезке. Используются смещенные, растянутые и дискретизированные бета - распределения.

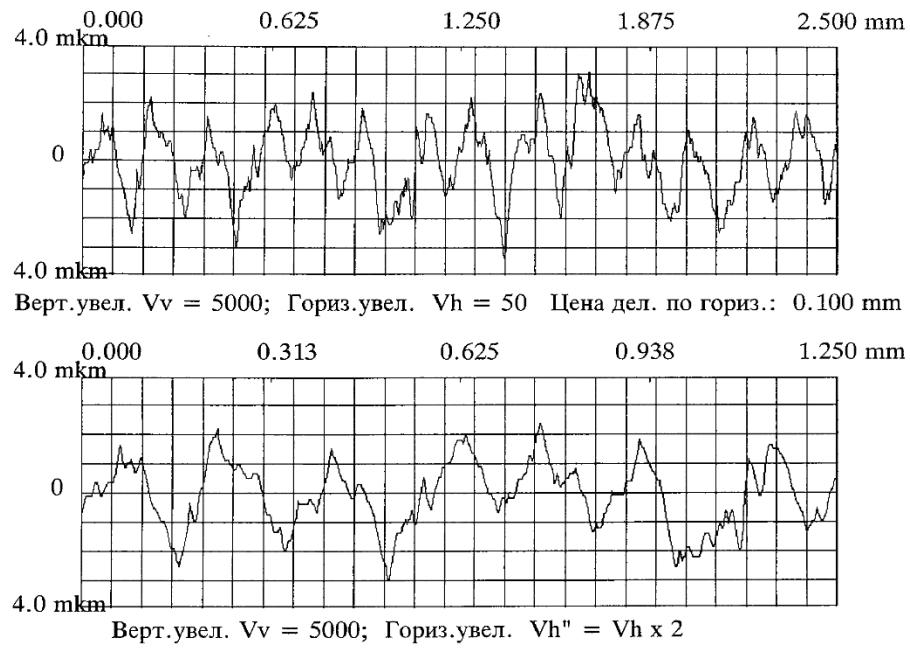


Рис.4.29. Профилограммы поверхностей трения

Получены следующие значения параметров исходных распределений:  $a_\xi = 4.2$ ,  $b_\xi = 1.8$ ,  $a_\eta = 2.2$ ,  $b_\eta = 2.8$ . Эти распределения были предварительно подвергнуты короткому процессу «приработки» («обрезание вершин»).

Дискретность по пути трения  $\Delta L = 7000 \text{ м} = 7 \text{ км}$  (соответствует 700000 оборотов коленчатого вала дизеля). Износ определялся как разность уровней высот вершин после пути трения  $L$ :  $I(L) = \eta_{\max}(L) - \eta_{\max}(0)$ , где  $\eta_{\max}(L) = \min \{x : q(x, L) \neq 0\}$  - уровень максимальных высот поверхности  $\eta$ .

Характеристики трения изменяются в зависимости от пути трения. На рис.4.30 показана эволюция распределений высот вершин выступов при увеличении пути трения  $L$ .

Плотности распределений при  $L \neq 0$  изображаются сплошными линиями, а исходные при  $L=0$  - пунктирными; слева показаны плотности  $p_\xi$  для гильзы цилиндра дизеля, справа  $q_\eta$  - для юбки поршня. Горизонтальная шкала высот жестко связана с поршнем, поэтому сближение поверхностей отображается сдвигом вправо распределения  $p_\xi$ . Из рис.4.30 *a* видно, что при  $L=350 \text{ км}$  левая часть распределения  $q_\eta$  (уровни высот юбки поршня) начала изменяться, а правая часть распределения  $p_\xi$  (уровни высот гильзы цилиндра) практически не изменилась. Это объясняется тем, что материал юбки поршня - алюминиевый сплав, гильзы цилиндра - легированный чугун. На рис.4.30 *b* эффект изменения  $q_\eta$  усилился, а на рис. 4.30 *c* начало изменяться распределение высот шероховатости гильзы цилиндра. Кроме того, уже заметен некоторый износ - сближение поверхностей (сдвиг распределения  $p_\xi$  на 2 мкм). На рис.4.30 *c*-*d* распределения продолжают изменяться, причем распределение  $q_\eta$  для юбки поршня стало узким (порядка 1 мкм). На рис. 4.30 *ж* видно, что при  $L=7000 \text{ км}$  уровень высот поверхности юбки поршня изменился приближенно на величину порядка 7 мкм; которая характеризует значение величины износа поверхности юбки поршня к этому моменту времени работы сопряжения.

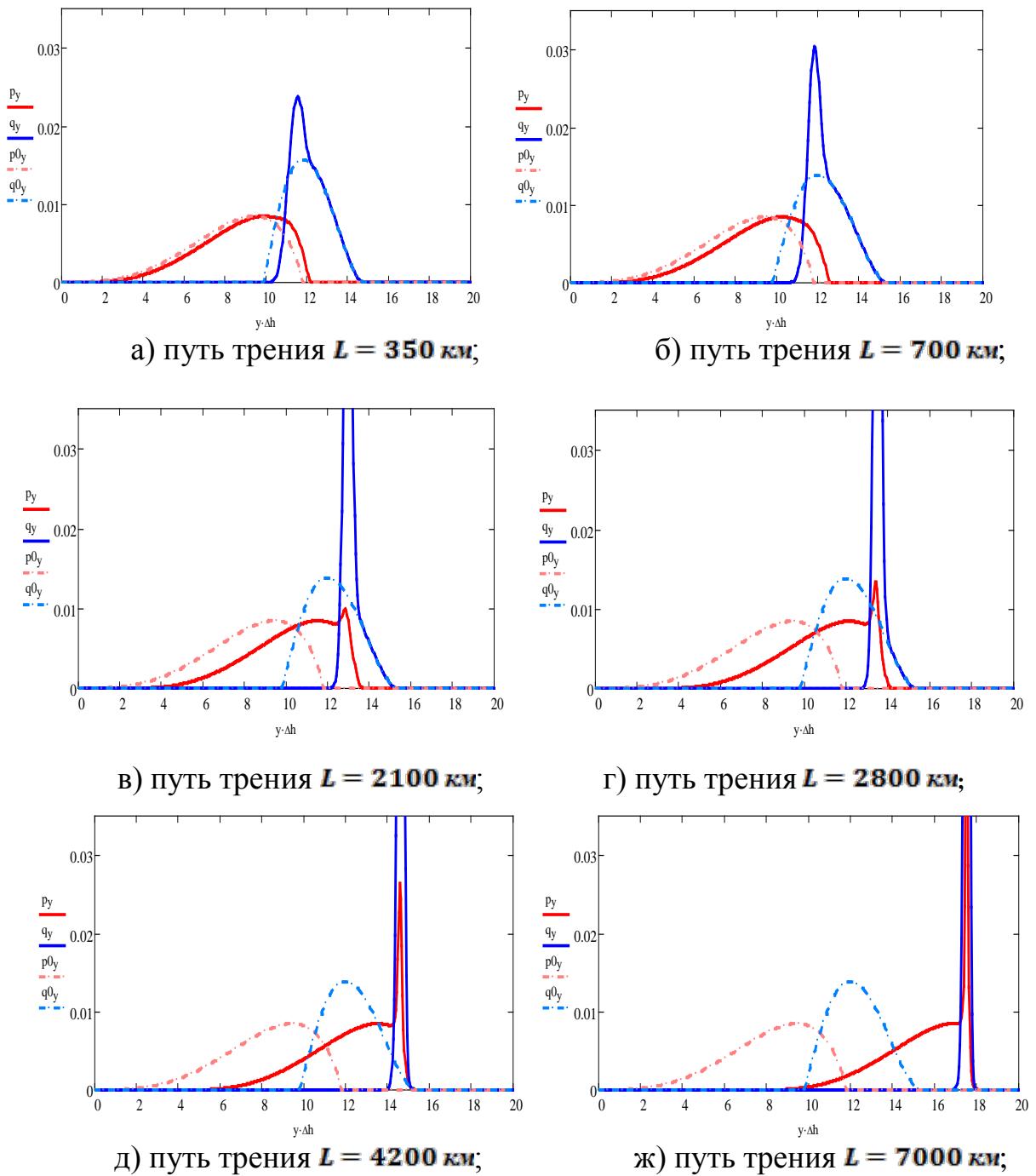


Рис.4.30. Изменение распределений шероховатости (в мкм) при увеличении пути трения  $L$ ; пунктирные линии - исходные распределения;

На рис.4.31 показан износ как функция пути трения. Износ достигает критического значения 6.4 мкм на пути трения  $\approx 6600$  км (порядка 5500 моточасов). На рис.4.32 – 4.33 приведены зависимости ресурса сопряжения от параметров  $P_w$  и  $w_\eta$ .

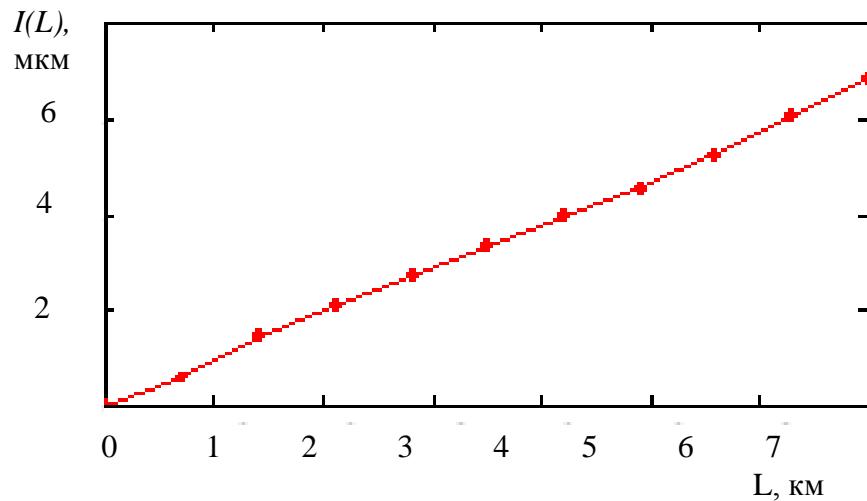


Рис. 4.31. Зависимость износа юбки поршня от пути трения

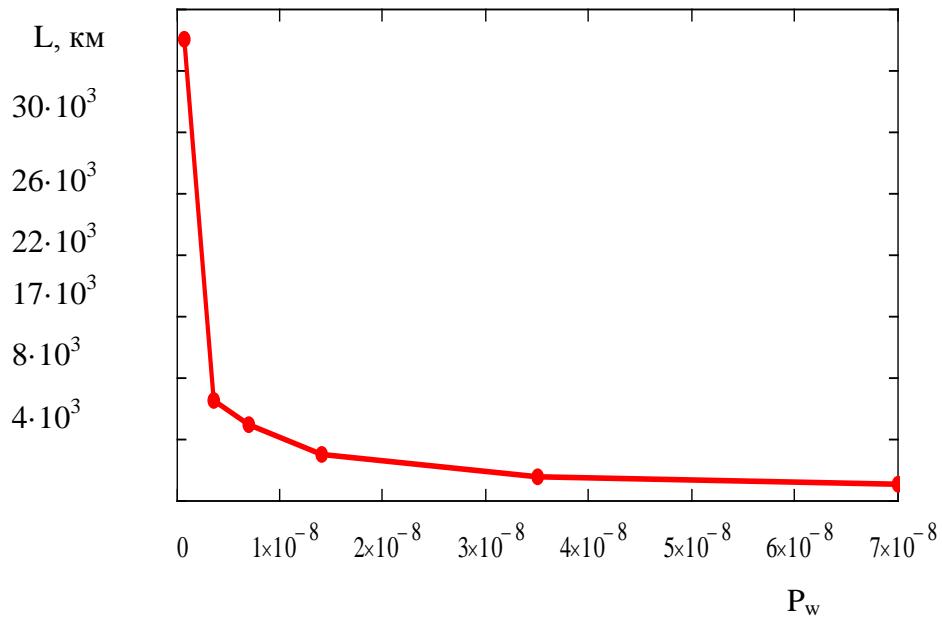


Рис.4.32. Зависимость ресурса поршня (км) от параметра  $P_w$ ;  
 $w_\eta = 0.2 \text{ мкм}$

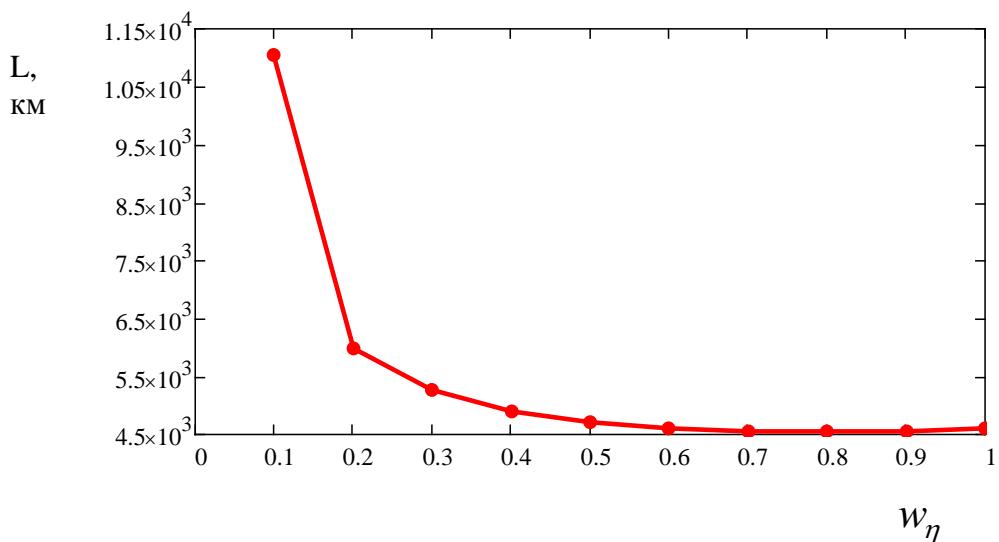


Рис.4.33. Зависимость ресурса юбки поршня от параметра  $w_\eta$ ;  
 $P_{w_\eta} = 0.7 \cdot 10^{-8}$

#### 4.5. Модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к трибосопряжению «поршень-цилиндр»

Детальное исследование и базирующееся на нем прогнозирование процессов изнашивания в ДВС считается одной из основных задач обеспечения ресурса ГСТС и моторесурса двигателя в целом. За последнее время было разработано порядка 400 моделей, отличающихся описанием износных явлений, однако большее их число могут использоваться только для специфических условий контактного взаимодействия [158] и это значительно ограничивает их универсальность. Исследователями определены два пути универсализации разработанных подходов.

Первый подход связан с разработкой теоретической модели изнашивания в масштабе микро- и субмикромеханических характеристик материалов, а также контактирования поверхностей трения в атомном масштабе.

Необходимо отметить, что такой подход считается предпочтительнее, и это связано с заданием явной зависимости между физико-химическими характеристиками материалов и параметрами контактирования. Этот подход позволяет получить фундаментальное представление о процессах в контакте трибосопряжения и оценить весомость физических или химических характеристик в процессе изнашивания материала ГСТС ДВС.

Второй подход связан с построением параметрической модели, базирующейся на результатах натурных исследований, что делает возможным получение графиков износа, согласующихся с результатами экспериментов.

Однако, один из главных недостатков второго подхода заключается в том, что параметры модели не несут однозначного физического описания, и в связи с этим возникают проблемы с детализированным пониманием реальных происходящих процессов в контакте трибосопряжения ДВС. Дополнительным недостатком, присущим этому способу, является громоздкость формул из-за присутствия в методике большого числа эмпирических коэффициентов [159].

Глобальная проблема описания процессов трения и изнашивания в ГСТС состоит в том, что отсутствует единый универсальный метод, и, как следствие, большинство методов не находят применение в приложениях к трибосопряжениям ДВС, а, в частности, к ГСТС «поршень-цилиндр» дизеля.

Более того, необходимо констатировать, что общей универсальной формулы для описания процессов трения не существует до настоящего времени [160]. В связи с этим, перспективным подходом в теории трения изнашивания является разработка модифицированного метода, базирующимся на энергетическом балансе [161, 162].

#### 4.5.1. Основные положения модели

Первоначально, для общей характеристики процесса изнашивания для ГСТС «поршень-цилиндр» и режимов его работы рассмотрим изменение энергетического баланса в контакте трибосопряжения, поскольку подобные модели обеспечивают более стабильные результаты, в сравнении с методами, использующими классические подходы [163].

Принцип разрабатываемой модели, основанной на идеи Фляйшера [161], заключается в том, что вследствие относительного движения контактирующих поверхностей трибосопряжения энергия, выделяющаяся в процессе трения, переносится в область контакта. В результате этого, контактирующие между собой поверхности аккумулируют некоторое количество энергии в поверхностном слое, до того момента, пока действует этот контакт и он не разрушится, в результате чего появится частица износа. Энергия, выделяющаяся в процессе трения, инициирует упругие деформации в контакте относительно движущихся поверхностей. По истечении некоторого времени релаксации большая доля выделяющейся энергии рассеивается в виде тепла в обе поверхности трения и только небольшая ее часть является причиной дефектов поверхностного слоя трибосопряжения во время деформации, при этом энергия имеет свойство накапливаться. По достижении критического для материалов трибосопряжения числа циклов нагружения и нарастающим количеством накопленной энергии, дефекты резко возрастают, и фиксируется отрыв частиц поверхностного слоя. Этот процесс и определяет износ контактирующих поверхностей ГСТС ДВС.

Для данного раздела приняты следующие обозначения:

$W_R$  – общая энергия трения одного возвратно-поступательного движения поршня;  $F_t$  – тангенциальная сила;  $\Delta s$  – путь трения за один цикл;  $\mu$  – коэффициент трения;  $F_n$  – нормальная сила;  $A_N$  – номинальная площадь контакта;  $A_R$  – фактическая площадь контакта;  $p_A$  – номинальное контактное

давление;  $W_{Th}$  – тепловая энергия;  $W_D$  – накопленная энергия деформации за возвратно-поступательного движения поршня;  $\rho$  – коэффициент аккумуляции энергии трения;  $\Delta V$  – изношенный объем материала;  $\Delta h$  – глубина изношенного слоя;  $V_w$  – фактический изношенный объем материала;  $\Delta H$  – фактическая глубина изношенного слоя;  $I_h$  – линейная интегральная интенсивность изнашивания;  $\theta$  – степень износа;  $\omega$  – плотность энергии;  $\omega^*$  – критическая плотность энергии;  $t$  – длительность контактного взаимодействия;  $v$  – скорость скольжения;  $\sigma$  – нормальное напряжение;  $E$  – модуль упругости;  $\sigma_B$  – предел прочности материала;  $H_B$  – твердость по Бринеллю;  $W_D^*$  – критическое значение энергия деформации, при котором происходит отделение частиц поверхностного слоя в контакте;  $n_k$  – критическое число циклов, по достижению которого появляются частицы износа;  $\eta_{As}$  – плотность микронеровностей поверхности трения;  $N_{As}$  – общее число высот микронеровностей на поверхности трения;  $n_M$  – число макроскопических циклов;  $n_{LC}$  – число макроскопических циклов нагружения.

Общая энергия трения для одного возвратно-поступательного движения поршня (одного цикла нагружения) определяется произведением тангенциальной силы и пути трения:

$$W_R = F_t \cdot \Delta s. \quad (4.26)$$

Используя выражение для определения тангенциальной силы:

$$F_t = \mu \cdot F_n \quad (4.27)$$

и для нормального напряжения:

$$\sigma = \frac{F_n}{A_R}, \quad (4.28)$$

Запишем выражение для энергия трения за один цикл:

$$W_R = \mu \cdot \sigma \cdot A_R \cdot \Delta s. \quad (4.29)$$

Энергии трения подвержены контактирующие поверхности ГСТС «поршень-цилиндр», и в начальный момент контактирования она полностью

затрачивается на упругие деформации высот неровностей. Через определенное время работы дизеля большее количество возникших механических деформаций восстановится по затухающему гармоническому закону.

В результате колебаний молекул в контактном слое кинетическая энергия рассеивается и переходит в тепловую энергию  $W_{Th}$  контактирующих поверхностей.

В качестве дефектов кристаллической решетки будет находиться небольшая доля общей энергии трения  $W_R$ , который обозначим как  $W_D$ .

По истечении некоторого периода релаксации энергетический баланс одного цикла запишем в виде:

$$W_R = W_{Th} + W_D. \quad (4.30)$$

Полагаем, что контакт поверхностей трения ГСТС «поршень-цилиндр» создается двумя контрателами (юбка поршня и гильза цилиндра) с различными упруго-пластическими характеристиками материалов и накопленная энергия упругой деформации в выражении (4.30) будет поглощаться только более пластичным материалом (юбка поршня), а тепловая энергия будет рассеиваться в поверхности юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля.

В качестве коэффициента пропорциональности для  $W_R$  и  $W_D$  вводится "коэффициент аккумуляции энергии трения" [161]:

$$W_D = \rho \cdot W_R. \quad (4.31)$$

Принято допущение о том, что каждый цикл взаимодействия поверхностей сопровождается процессом изнашивания материала трибосопряжения. В связи с этим объем изношенного слоя запишем в виде:

$$\Delta V = A_R \cdot \Delta h. \quad (4.32)$$

Одним из основополагающих параметров в энергетической модели считается плотность энергии трения  $\omega$ . Эта энергия определяется запасенной частью энергии трения, отнесенной к объему, поглощающему ее. При

достижении критического значения  $\omega^*$  плотности накопленной энергии происходит отделение частиц с поверхностного слоя элементов трибосопряжения.

При рассмотрении одного цикла, энергия  $W_D$  находится в среднем объеме изношенного материала контактирующей поверхности  $\Delta V$ :

$$\omega^* = \frac{W_D}{\Delta V} = \frac{F_t \cdot \Delta s \cdot \rho}{A_R \cdot \Delta h} = \frac{\mu \cdot \sigma \cdot \Delta s \cdot \rho}{\Delta h}. \quad (4.33)$$

Линейная интегральная интенсивность изнашивания определяется как отношение толщины изношенного слоя (глубины) к пути трения:

$$I_h = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (4.34)$$

и после подстановки выражения (4.34) в формулу (4.33) получим:

$$I_h = \frac{\mu \cdot \sigma \cdot \rho}{\omega^*}. \quad (4.35)$$

Глубина изношенного слоя поверхности за установленный период времени с учетом относительной скорости перемещения элементов ГСТС определяется как степень износа:

$$\theta = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{\mu \cdot \sigma \cdot \rho}{\omega^*} v. \quad (4.36)$$

Плотность энергии трения определяется посредством общей энергии трения  $W_R$ , отнесенной к изношенному объему  $V_W$ , или по закону Гука:

$$\omega = \frac{W_R}{V_W} = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (4.37)$$

Для расчета нормального напряжения  $\sigma$  возникает вопрос оценки фактической площади контакта и одним из таких способов заключается в применении конечно-элементного анализа.

Для анализа реального рельефа шероховатости поверхностей использовался матрично-спектральный подход, позволяющий построить модель топографии поверхности (рис.4.34), пригодную для проведения конечно-элементного анализа. При этом потери суммарного значения функции спектральной плотности не превышают 15%.

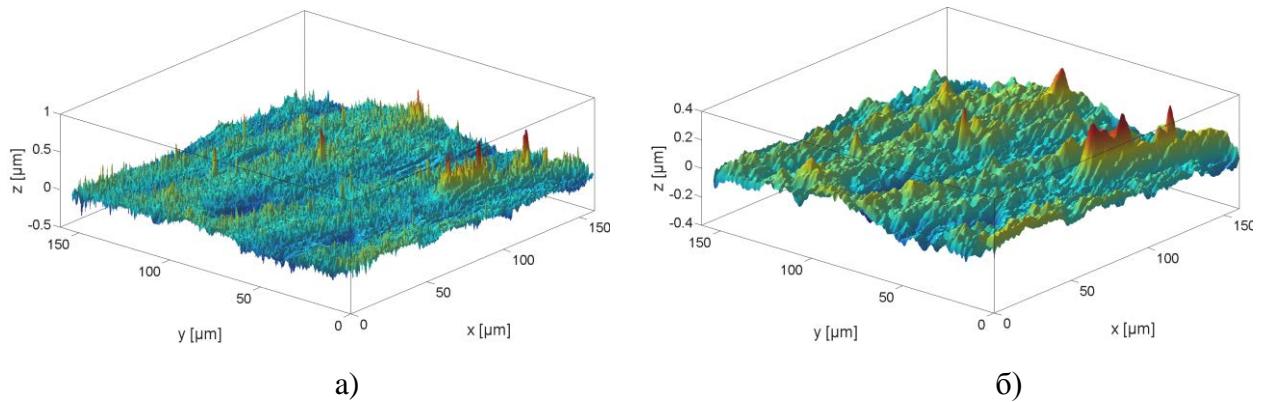


Рис. 4.34. Оригинальная (а) и моделированная (б) топографии поверхности

Предположение о том, что напряжения, действующие в моменты разрушения материала трибосопряжения, становятся равными пределу прочности  $\sigma_B$ , достаточно закономерно и это позволяет использовать закон Гука при определении критическая плотность энергии:

$$\omega^* = \frac{W_D^*}{V_W} = \frac{\sigma_B^2}{2E} \quad (4.38)$$

Учитывая выражения (4.37) и (4.38) запишем:

$$W_D^* = \frac{\sigma_B^2}{\sigma^2} W_R \quad (4.39)$$

Подставляя выражение (4.38) в (4.35) и (4.36) получаем формулу для интенсивности изнашивания и степени износа:

$$I_h = \frac{\mu \cdot \sigma \cdot \rho}{\omega^*} = \frac{2\mu \cdot \sigma \cdot E}{\sigma_B^2} \rho \quad (4.40)$$

$$\theta = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{2\mu \cdot \sigma \cdot E \cdot \nu}{\sigma_B^2} \rho \quad (4.41)$$

Полученные зависимости количественно характеризуют рост изношенного слоя материала контактирующих поверхностей ГСТС в результате увеличения значений напряжений или при меньшем пределе прочности материалов сопряжения. Кроме того, можно сделать вывод о склонности к разрушению высот неровностей (шероховатости) менее податливого материала, и поэтому более высокие значение модуля упругости ведут к повышенному износу поверхностей трения трибосопряжения

«поршень-цилиндр». Отметим, что выражения (4.40) и (4.41) не зависят от количества циклов нагружения.

#### 4.5.2. Развитие модели

Явление усталости материалов в процессе контактного взаимодействия обусловлены изменением их механических свойств. Это вызвано постепенным увеличением накопленной энергии в виде дефектов кристаллической решетки. Энергия, накопленная контактным слоем в течении нескольких возвратно-поступательных движений  $n$  выражается:

$$n \cdot W_D = n \cdot \rho \cdot W_R. \quad (4.42)$$

Значение критического числа циклов  $n_K$  необходимо для определения величины износа материалов, при этом минимальным количеством изношенного материала является объем  $V_W$ . Другими словами, при числе циклов меньше критического значения теоретически износа не будет (рис.4.35).

Принимая величину износа за один цикл равную  $\Delta V$  минимальный объем изношенного слоя материала  $V_W$  определится:

$$V_W = n_K \cdot \Delta V. \quad (4.43)$$

Если предположить, что накопленные дефекты кристаллической решетки являются причиной разрушения, то баланс энергии при разрушении контактного слоя может быть представлен в виде

$$W_D^* = n_K \cdot W_D, \quad (4.44)$$

где  $W_D^*$  обозначает критическую энергию в объеме  $V_W$ . Критическая плотность энергии  $\omega^*$  может быть записана с учетом уравнения (4.38), а именно:

$$\omega^* = \frac{W_D^*}{V_W} = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2}{V_W} = \frac{n_K \cdot \rho \cdot W_R}{V_W} \quad (4.45)$$

Наиболее нагруженными элементами в приграничных слоях при рассмотрении процессов трения и износа являются высоты микронеровностей. С точки зрения микроскопических процессов, критическое число циклов  $n_K$  должно быть распределено по общему числу всех контактирующих микронеровностей  $N_{As}$ . Следовательно

$$n_K = n_M \cdot N_{As}. \quad (4.46)$$

Здесь  $n_M$  количество макроскопических циклов в возвратно-поступательном контакте. Объединяя правые части уравнений (4.45) и (4.46) получим выражение для необходимого числа макроскопических циклов:

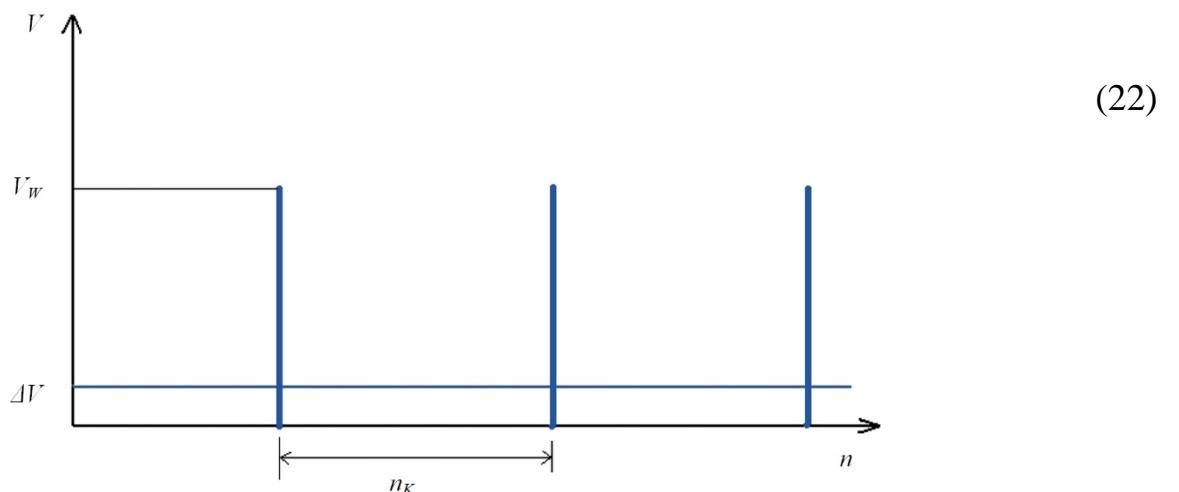


Рис.4.35. Зависимость  $\Delta V$ ,  $V_W$  от критического числа циклов  $n_K$

Предполагая незначительные величины нормальной силы воспользуемся известным приближением [164] о взаимосвязи нормальной силы  $F_n$ , фактической площадью поверхности  $A_R$  и действующими напряжениями  $\sigma$ . Это приближение выражает пропорциональное соотношение между  $F_n$  и  $A_R$ . Используя в формуле (4.47) такой параметр как плотность микронеровностей  $\eta_{As}$  запишем следующее выражение:

$$n_M = \frac{\sigma_B^2}{\rho \cdot \sigma \cdot \eta_{As} \cdot F_n}. \quad (4.48)$$

Следует отметить, что модель не описывает период приработки трибоконтакта. Поэтому полагаем, что  $n_M$  - это число макроскопических циклов для установившегося режима трения. Кроме того, следует иметь в виду, что теоретически аккумулированная энергия в виде дефектов кристаллической решетки одинакова для всех микронеровностей трибоконтакта. В действительности, различные выступы микронеровностей подвергаются различным условиям, и, следовательно, каждый цикл сопровождается различным износом для независимых микронеровностей. Со статистической точки зрения, это означает, что величина износа определяется объемом  $\Delta V$ .

Проверка модели осуществляется с использованием правой части уравнения (4.45):

$$\omega^* = \frac{n_K \cdot \rho \cdot W_R}{V_W} = \frac{n_K \cdot \rho \cdot \mu \cdot F_n \cdot \Delta s}{A_R \cdot \Delta H}. \quad (4.49)$$

Полагаем, что  $\Delta H = n_K \cdot \Delta h$  - это общая глубина износа после  $n_K$  циклов.

Уравнения (4.40) и (4.41) представляют собой модифицированную энергетическую модель трения, базирующуюся на идеях Фляйшера и Крагельского, которая соотносит неизвестную величину коэффициента аккумуляции энергии с параметрами, которые определяются экспериментально на трибометре.

Таким образом, экспериментальное исследование, подробное описание которого приведено в пятой главе, заключалось в оценке коэффициента аккумуляции энергии при различных условиях нагружения и скоростях скольжения на примере трибоконтакта с возвратно-поступательным движением контртел.

## ВЫВОДЫ

1. В процессе моделирования поршня и гильзы методом конечных элементов с учетом граничных условий теплообмена, базирующихся на

термодинамическом анализе индикаторной диаграммы, определены температурное состояние поршня, термоупругое деформирование головки и юбки. Эти деформации были учтены при профилировании юбки поршня.

2. Разработан метод расчета динамики и смазки ГСТС дизелей, включающий анализ гидромеханических характеристик, в том числе потерь на трение с учетом регулярной макро- и микрогеометрии контактирующих поверхностей. Установлено, что применение регулярной микрогеометрии позволяет снизить расчетные значения потерь на трение в сопряжении «поршень–цилиндр» до 20%.

3. Разработан алгоритм решения комплексной задачи смазки ГСТС ДВС на примере трибосопряжения «поршень–цилиндр», позволяющий учитывать различные режимы трения в трибосопряжении и включает в себя моделирование трибосопряжений с учетом нерегулярной геометрии (шероховатости), и на основании модели контактного взаимодействия позволяет оценивать характеристики трения и изнашивания в ГСТС ДВС. Для сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля типа ЧН 13/15 выполнены расчеты ГМХ, а также оценены характеристики контактного взаимодействия, позволяющие оценивать ресурс сопряжения.

4. Представлен метод оценки ресурса ГСТС «поршень–цилиндр» ДВС, базирующийся на модифицированной энергетической модели трения и изнашивания. Сделан вывод о необходимости определения ключевых параметров модели на базе экспериментальных исследований.

## Глава пятая

### ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОЦЕНКЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ДВС

#### 5.1. Теоретические основы и предпосылки к проведению экспериментальных исследований

Одним из важнейших параметров, на основании которого оценивается уровень нагруженности и изнашивания трибосопряжений, в том числе, ГСТС ДВС, кроме таких триботехнических характеристик и условий контактного взаимодействия как номинальное давление, скорости относительного перемещения контактирующих поверхностей, сил трения, коэффициент трения и условий смазывания, является линейная интегральная интенсивность изнашивания. Она демонстрирует взаимосвязь между величиной изношенного слоя материала и пути трения, т.е., длительности контактного взаимодействия поверхностей, в течение которого был отмечен их износ.

При моделировании режима гидродинамической смазки особую роль оказывает реологическое поведение смазочного материала (моторного масла). Для изучения неньютоновского поведения моторного масла необходимо проведение экспериментального исследования, заключающегося в оценке адекватности учета реологических свойств для модели смазки ГСТС ДВС. Такое исследование заключалось в установлении зависимости динамической вязкости смазки от скорости сдвига и изменения параметра степенного закона от температуры.

Разрабатываемая расчетно-экспериментальная методика оценка интенсивности изнашивания и ресурса ГСТС базируется на применении подхода, детальное описание которого было выполнено в предыдущей главе

и показало, что для этого необходимо экспериментальное определение коэффициента аккумуляции энергии при различных режимах нагружения трибосопряжения, что является первым шагом к выявлению параметров, оказывающих влияние на величину доли энергии трения, аккумулируемой в поверхностных слоях трибосистемы в ходе контактного взаимодействия.

## 5.2. Оборудование для проведения исследований

### 5.2.1. Исследовательские испытания образцов цилиндропоршневой группы на промышленном трибометре

#### *Интенсивность изнашивания*

Экспериментальные исследования по определению триботехнических параметров контактного взаимодействия поверхностей ГСТС ДВС и, в частности, оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания материалов трибосопряжения «поршень-цилиндр» форсированного дизеля проводились автором с использованием промышленного трибометра SRV (рис. 5.1) в ведущем мировом научно-исследовательском центре компетентности в трибологии (AC2T research GmbH).

Трибометр реализует схему относительного возвратно-поступательного движения исследуемых образцов трибосопряжения «поршень-цилиндр» дизеля.

Исследуемые образцы (рис. 5.2) представляют собой специально изготовленную пару трения «брюсок-пластина» для установки на трибометр SRV. Неподвижный элемент (пластина) изготовлена непосредственно из гильзы цилиндра форсированного дизеля ЧН 13/15 (материал гильзы - специальный легированный чугун ЧМН). Подвижным элементом пары трения является брускок, совершающий возвратно-поступательное движение относительно пластины, который изготовлен из юбки поршня этого дизеля (материал поршня - алюминиевый сплав АК4).

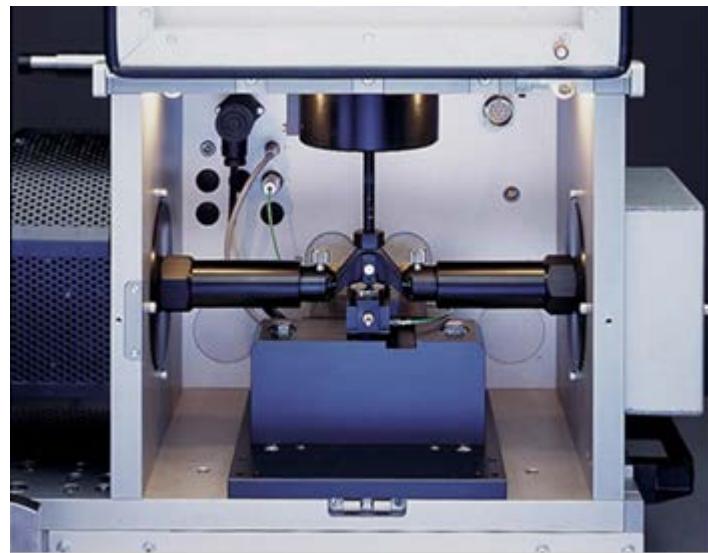


Рис. 5.1. Трибометр SRV с циркуляционным контуром смазочной жидкости



Рис. 5.2. Экспериментальные элементы трибосопряжения «поршень-цилиндр» дизеля ЧН 13/15

Измерительная система трибометра позволяет вести непрерывную запись процесса контактного взаимодействия поверхностей исследуемой пары трения в режиме реального времени и сохранять результаты записи нормальной силы, имитирующей боковую силу в ГСТС «поршень-цилиндр», величину сближения изнашиваемых контролей, коэффициента трения. Все параметры записываются в зависимости от продолжительности эксперимента.

Основные технические характеристики используемого промышленного трибометра приведены в табл. 5.1.

Необходимо отметить, что SRV-трибометр позволяет моделировать условия работы пары трения, максимально приближенные к условиям работы исследуемого трибосопряжения «поршень-цилиндр». Для этого трибометр оснащен циркуляционной системой, которая для проведения эксперимента была заполнена рекомендуемым для дизелей моторным маслом SAE 5W-30. Кроме того, обеспечивался нагрев пары трения до температуры эксплуатации трибосопряжения в составе дизеля (температура нагрева составляла 110  $^{\circ}\text{C}$ ).

Таблица 5.1. Основные технические характеристики промышленного SRV-трибометра

Параметр	Размерность	Диапазон значений
Нормальная нагрузка, приложенная к бруски (элемент юбки поршня)	Н	5...200
Диапазон перемещения пластины	мм	0,01...4
Частота колебаний пластины	Гц	1...511
Диапазон задаваемой температуры	$^{\circ}\text{C}$	-35...290
Диапазон времени проведения эксперимента	мин	1...5940



Рис.5.3. Электронный микроскоп  
фирмы Leica

3D-профилометрирование контактирующих исходных поверхностей исследуемых образцов юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля, а также их поверхностей до и после проведения экспериментальных исследований на трибометре проводилось с использованием электронного микроскопа с программным обеспечением (рис. 5.3), основные

технические характеристики которого приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Основные технические характеристики электронного микроскопа

Параметр	Размерность	Диапазон значений
Масштабирование образца	-	5...150
Диапазон сканируемой поверхности	мкм	63...2550
Оптическая разрешающая способность	мкм	0,14...0,94
Скорость сканирования	мкм/с	0,5...320

Профилограммы исходных контактирующих поверхностей исследуемой пары трения, полученные с использованием программного обеспечения микроскопа, демонстрирует рис. 5.4.

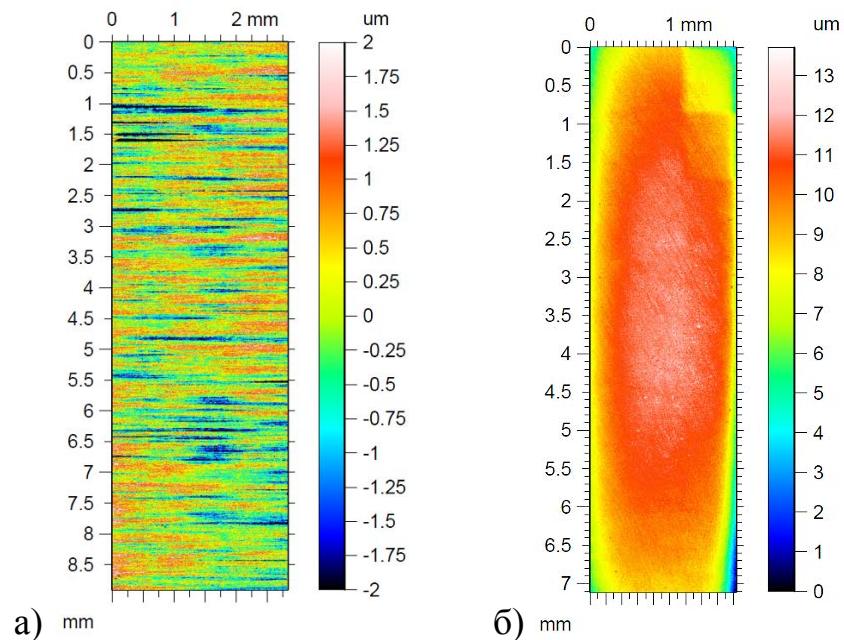


Рис. 5.4. Профилограммы поверхности пары трения: образец гильзы цилиндра (а), образец юбки поршня (б)

5.2.2. Исследовательские испытания образцов трибосопряжений теплового двигателя на специализированных стендах

Экспериментальные исследования параметров трения и изнашивания образцов трибосопряжения «поршень-цилиндр» форсированного дизеля ЧН 13/15 проводилось также в лаборатории трибологии Института проблем механики Российской академии наук с использованием специализированного трибометра УМТ-ЗМТ.

Трибометр реализует возвратно-поступательное контактное взаимодействие образцов по схеме «пальчик-пластина». Образцы были изготовлены в соответствии с требованиями к ним для испытания на трибометре, при этом пальчик изготавливался из юбки поршня дизеля (алюминиевый сплав), а пластина - из гильзы цилиндра (специальный чугун). Образец юбки поршня в форме пальчика крепился неподвижно, образец гильзы цилиндра устанавливался на подвижную платформу стенда и совершил возвратно-поступательные движения. Показателями процесса трения, пути трения и коэффициента трения. На рис. 5.5 приведена принципиальная схема стенда для исследования процессов в паре трения «пальчик-пластина», имитирующего работу материалов трибосопряжения «поршень-цилиндр» дизеля.

Принцип работы трибометра заключается в следующем. Пластина 2 находится на подвижной платформе 3, приводимой в действие кривошипно-шатунным механизмом 4, реализующим, в конечном итоге, возвратно-поступательное движение пластины. Пальчик 1 закреплен в держателе, смонтированном на упругом элементе 9.

Задаваемая нормальная нагрузка, регулируемая с помощью винтовой передачи 5, прикладывается к пальчику посредством упругого сменного элемента. Винтовая передача регулируется с помощью редуктора 6 и электродвигателя 7.

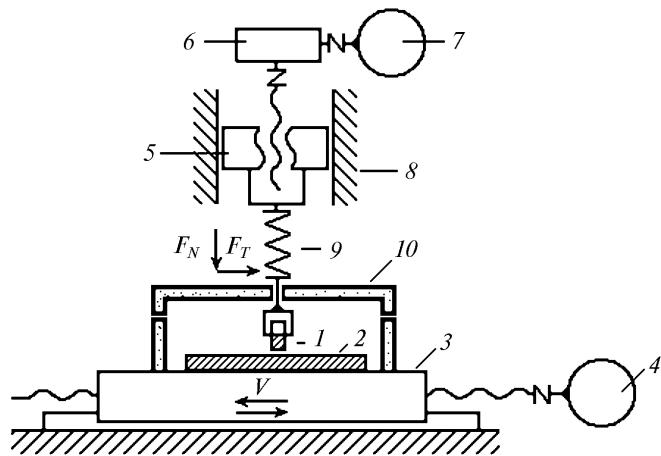


Рис. 5.5. Принципиальная схема стенда

В качестве упругого элемента выступает двухкомпонентный датчик для измерения нормальной силы и силы трения ( $F_N$  и  $F_T$ ) в контакте взаимодействующих образцов юбки и гильзы. Трибометр позволяет поддерживать приложенную силу  $F_N$  на одном уровне. Это возможно вследствие наличия в измерительной системе стенда обратной связи электродвигателя 7 с датчиком сил.

При возникновении вдоль линии действия силы  $F_N$  изменения линейного размера толщины поверхностей контактирующих образцов возникает сигнал рассогласования, поступающий на привод передачи 5, и она сдвигает гайку передачи 5 вдоль направляющих 8. Это процесс продолжается до момента восстановления прежнего значения силы  $F_N$ .

Таким образом, система нагружения стенда позволяет выполнять экспериментальные исследования материалов трибосопряжения «поршень-цилиндр» при определенной постоянной нагрузке.

Для приближения условий испытания к реальным трибометр дооборудован термокамерой 10, что позволяет устанавливать и поддерживать температуру исследуемой пары трения.

По аналогии с экспериментальными исследованиями на трибометре SRV в этом эксперименте также использовалось моторное масло SAE 5W-50. Масло наносилось на поверхность пластины в объеме одного миллилитра и в

процессе испытаний дополнительной подачи смазочного материала не проводилось.

### *Экспериментальные исследования реологических свойств смазочного материала*

Для исследования реологического поведения моторных всесезонных масел на базе кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» применялся сертифицированный комплекс TANNAS TBS 2100E, позволяющий измерять вязкость смазочных жидкостей при высоких скоростях сдвига (до  $3 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}$  по стандарту SAE J300) и определять неニュтоновские параметры смазки при температуре 150 °C.

### 5.3. Методика проведения экспериментальных исследований

#### *SRV-трибометр*

К внешним факторам, оказывающим основное влияние на интенсивность изнашивания трибосопряжения «поршень-цилиндр» относятся контактное давление  $p_{cont}$  и линейная скорость  $V$  относительного перемещения взаимодействующих поверхностей трения. Задаваемые величины  $p_{cont}$  и  $V$  на SRV-трибометре согласовывались с рассчитанными значениями боковой силы  $F$  и скорость движения поршня в цилиндре дизеля по углу поворота коленчатого вала (рис. 5.6). Теоретическое определение этих параметров определило интервал задаваемых значений нормальной нагрузки в контакте пары трения «брюсок-пластина» от 50 до 100 Н и частоту возвратно-поступательного движения образца юбки поршня в интервале от 17 до 50 Гц, при этом амплитуда перемещения пластины (материал гильзы цилиндра), определяемая конструктивом стенда, оказалась равной 3 мм.

Подготовка исследуемых образцов пары трения «брюсок-пластина» заключалась в следующем. Предварительно, перед установкой на SRV-трибометр, контактирующие поверхности образцов сканировали с

применением электронного микроскопа и, используя специализированное программное обеспечение, получали профилограммы и опорные кривые поверхностей образцов до проведения исследований (рис. 5.7-5.8). Программное обеспечение позволяет полученные с помощью микроскопа изображения поверхности трения преобразовывать в трехмерную модель.

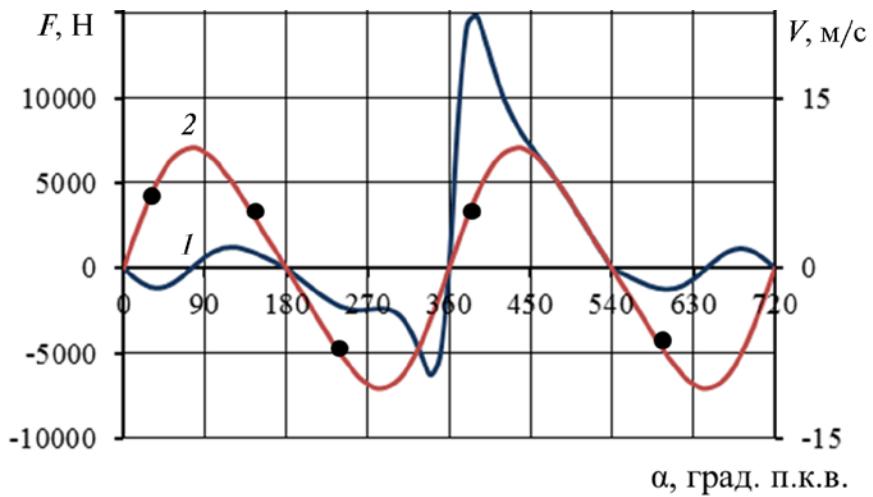


Рис. 5.6. Зависимость боковой силы (1) и скорости движения поршня (2) от угла поворота коленчатого вала дизеля ЧН 13/15

Для оценки глубины и объема изношенного в процессе контактирования исследуемых образцов применяли разработанный совместно со специалистами центра компетентности в трибологии, DST-метод, заключающийся в следующем.

На контактирующие поверхности контроллел наносились контрольные метки (рис.5.9): по четыре микроуглубления методом индентирования на образец из алюминиевого сплава (материал юбки поршня) и образец из легированного чугуна (материал гильзы цилиндра дизеля).

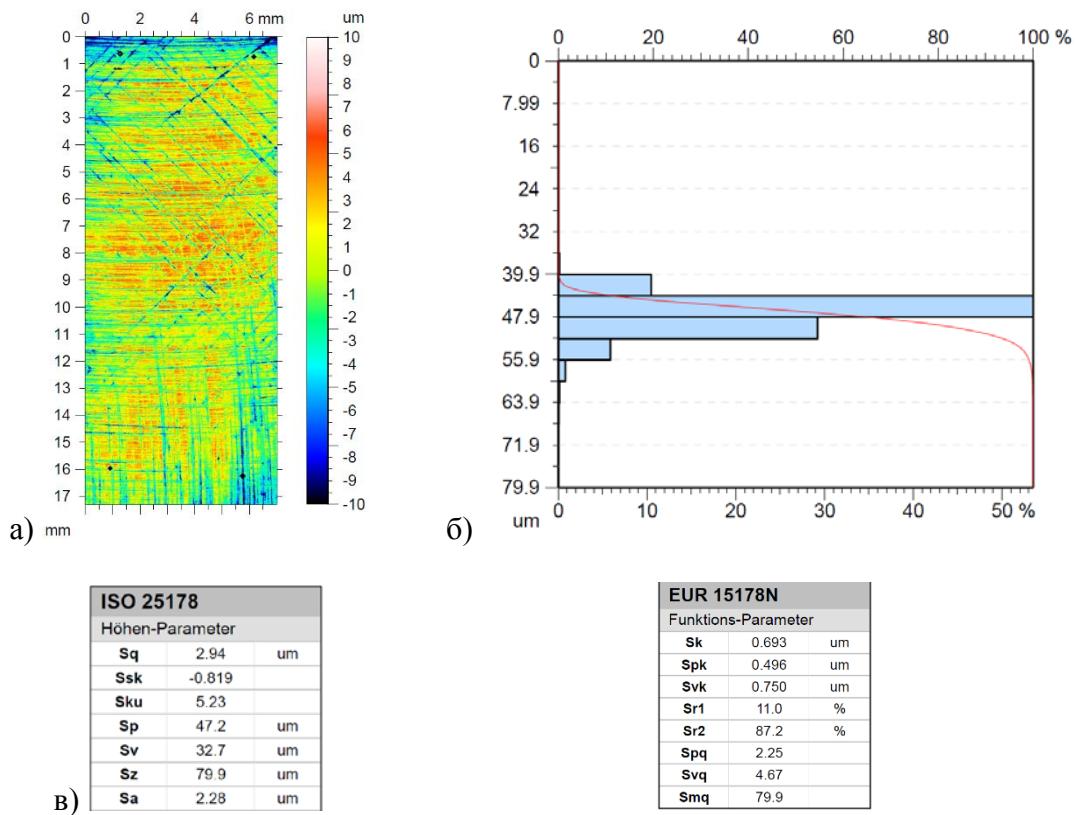


Рис. 5.7. Профилограмма (а), опорная кривая (б) и геометрические характеристики (в) поверхности исследуемого образца гильзы цилиндра

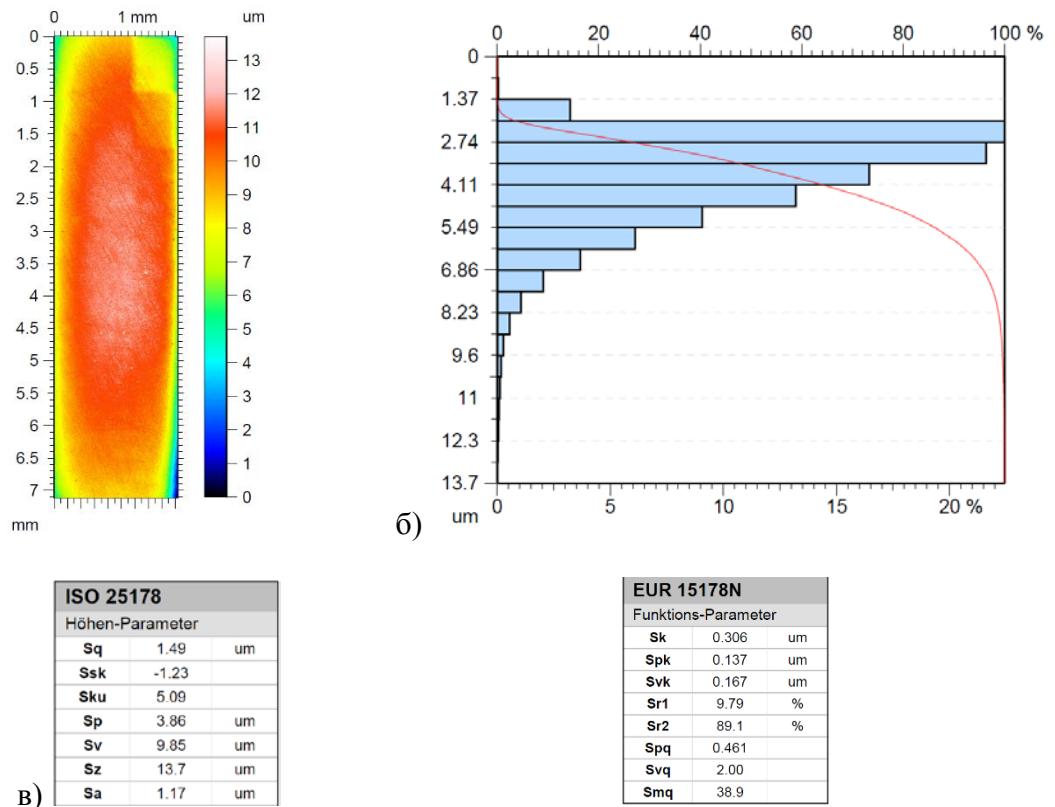


Рис. 5.8. Профилограмма (а), опорная кривая (б) и геометрические характеристики (в) поверхности исследуемого образца юбки поршня

По завершении эксперимента, сканирование контактирующих поверхностей исследуемых образцов проводили вновь и сопоставляли полученные профилограммы взаимодействующих поверхностей образцов до и после испытаний. При этом для наиболее точного совмещения профилограмм использовали заранее подготовленные метки (рис.5.10 б, 5.10 в).

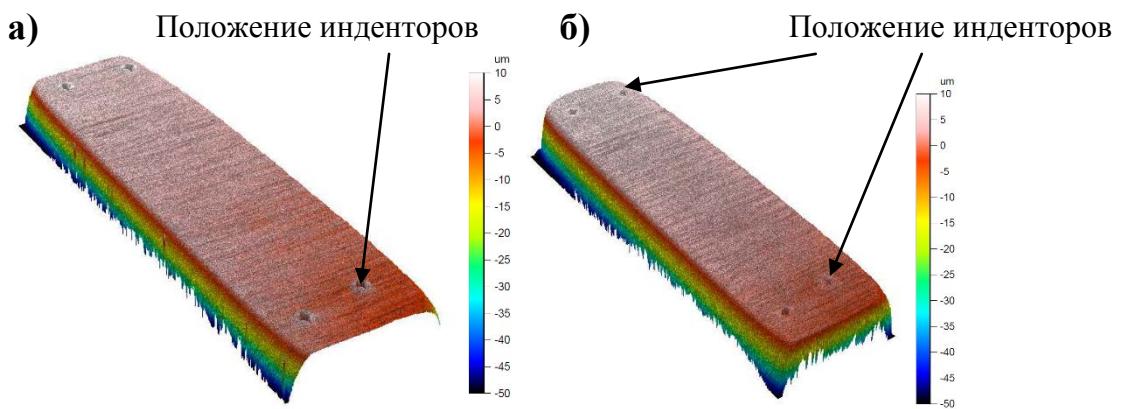


Рис. 5.9. Поверхность образца из юбки поршня дизеля ЧН 13/15 до (а) и после (б) проведения испытаний

Контрольные метки, нанесенные на поверхность позволяют обеспечить наиболее точное совмещение точек дискретизации поверхности. На основании совмещения микровыступов и микровпадин на 3D - профилограмме (рис. 5.10 г) проводилась оценка глубины и объема материала образца, изношенного в ходе контактного взаимодействия. Знание условий нагружения, пути трения, времени контактного взаимодействия можем оценить параметры трения и изнашивания в трисопряжении «поршень-цилиндр» дизеля, в том числе, теоретически трудноопределенный параметр - коэффициент аккумуляции энергии трения.

Экспериментальные исследования проводились при наличии циркуляции смазочной жидкости (моторного масла), при этом поддерживалась его температура, составляющая  $100^{\circ}\text{C}$ . Предварительная приработка поверхностей трения образцов не выполнялась, поскольку это

могло привести как к истиранию, так и затиранию частицами износа хонингованной поверхности образца гильзы цилиндра, а это было недопустимо в проводимом эксперименте.

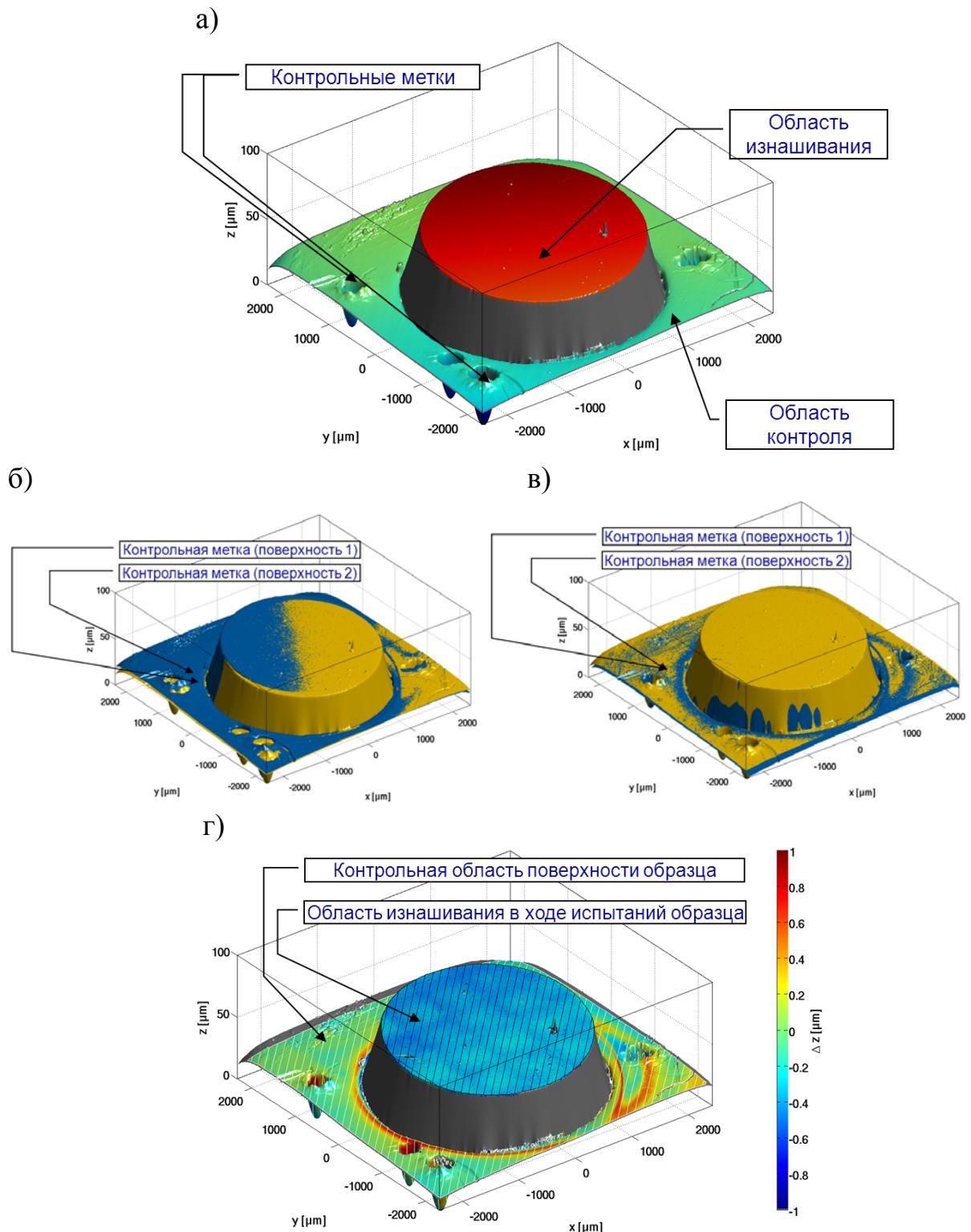


Рис. 5.10. DST-метод: а) профилограмма до испытаний; б) совмещение профилограмм при несовпадении инденторов; в) совмещение профилограмм при совпадении инденторов; г) разность высот микронеровностей

В качестве допущения в исследовании степень изнашивания образца гильзы из специального чугуна принималась несоизмеримо меньше степени изнашивания образца юбки поршня, изготовленного из алюминиевого сплава.

### *Трибометр UMT-3MT*

При проведении экспериментальных исследований на трибометре диапазон изменения значений нормальной нагрузки выбирался в соответствии с величиной боковой силы в трибосопряжении «поршень-гильза» дизеля ЧН 13/15 и находился в пределах от 50 до 200 Н. Частота и амплитуда возвратно-поступательных перемещений пластины (образец гильзы цилиндра) задавались соответственно 35 Гц и 6 мм. Путь трения образца юбки поршня во всех экспериментах принимался постоянным 1512 м.

Экспериментальные исследования выполнялись при постоянной температуре в термокамере трибометра, установленной на уровне 110 °С. Предварительно, в течение часа, пара трения выдерживалась при задаваемой температуре испытания.

По аналогии с испытаниями на промышленном трибометре SRV, приработка образцов пары трения «пальчик-пластина» не проводилась по причине возможного затирания хонингованной поверхности пластины.

По достижении заданного пути трения, узел трения предварительно охлаждали, снимали рабочую часть и проводили взвешивание образца юбки поршня (пальчика) на аналитических весах «Kern 770-14» с точностью до  $10^{-4}$  г.

Линейная интегральная интенсивность изнашивания образца, изготовленного из материала юбки поршня оценивалась по выражению:

$$I_h = \Delta m / (\rho_{Al} A_a L), \quad (5.1)$$

где  $\Delta m$  — изменение массы образца;  $\rho_{\text{Al}}$  — плотность материала пальчика (алюминиевый сплав);  $A_a$  — номинальная площадь контакта;  $L$  — путь трения.

#### *Реологические исследования моторных масел с использованием измерительного комплекса TANNAS TBS 2100E*

Натурные исследования реологических характеристик моторных масел, используемых смазочной системе ДВС состояли из нескольких этапов:

1. Тестирование измерительного комплекса.
2. Термостатирование пробы масла.
3. Измерение вязкости моторного масла в диапазоне скоростей сдвига от  $10^2$  до  $6,7 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$ .
4. Обработка результатов эксперимента.

*Тестирование измерительного комплекса* заключалось в проверке показаний с использованием государственного стандартного образца вязкости (ГСО-40), нормативное значение вязкости которого установлено и равно  $0,0675 \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Проведены измерения вязкости ГСО-40 при температуре  $40^\circ\text{C}$  и скорости сдвига  $10 \text{ c}^{-1}$ . В результате было установлено, что с доверительной вероятностью 0,95 измеренные значения динамической вязкости ГСО-40 находятся в интервале  $0,0656 \pm 0,004 \text{ Па}\cdot\text{с}$ , что соответствует заявленной точности измерительного комплекса.

#### *Термостатирование образцов масла и измерение*

Для обеспечения точности измерений пробы моторных масел выдерживались при заданной температуре порядка 20 минут. Измерение зависимости вязкости от скорости сдвига после стабилизации температуры в пределах  $\pm 0,5^\circ \text{C}$ .

В эксперименте исследовались всесезонные моторные масла: Castrol SLX 0W-30, GM 5W-30, Shell Helix Ultra 5W-40, Mobil XHP Delvac 10W-40,

Shell Rimula R2 15W-40, Liqui Moly Molygen 5W-50 и незагущенное масло летнего класса вязкости М8Г<sub>2</sub>К (SAE 20).

Для каждого масла (пробы объемом 30 мл) проведены последовательные измерения, соответствующих температурам 40, 80, 100, 120 и 150 °C. Скорость сдвига варьировалась в диапазоне от  $10^2 \text{ c}^{-1}$  до  $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$  в течении 300 секунд.

#### 5.4. Результаты экспериментальных исследований

##### 5.4.1. Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания трибосопряжений

###### *SRV-трибометр*

На основании экспериментальной оценки изношенного слоя образца-брюска линейная интегральная интенсивность изнашивания материала, из которого изготавливается поршень дизеля ЧН 13/15 определялась по выражению:

$$I_h = \Delta h / L, \quad (5.2)$$

где  $\Delta h$  – глубина изношенного слоя;  $L$  – заданный путь трения.

В приложении А на рис. А.1–А.12 и в табл. А.1–А.12 приведены результаты серии экспериментальных исследований для различных комбинаций значений параметров  $P_a$  и  $V$  для одной из повторностей.

Анализ результатов выявил зависимости изменения  $\Delta h$  и  $I_h$  для образца материала юбки поршня (алюминиевый сплав) в зависимости от номинального давления  $P_a$  в контакте и скорости относительного перемещения ( $V$ ) элементов пары трения (рис. 5.11 а, 5.11 б).

Зависимость глубины изношенного слоя материала юбки поршня от номинального давления близка к линейной, что совместно с нелинейным характером изменения интегральной интенсивности изнашивания, имеет

удовлетворительное согласование с данными литературных источников, представленными для случая пластического деформирования элементов сопряжения.

Величины коэффициентов аккумуляции энергии трения при задаваемых в эксперименте режимах нагружения исследуемой пары трения получены на основании экспериментально определенных значений линейной интегральной интенсивности изнашивания образца юбки поршня (материал - алюминиевый сплав). Полученные зависимости приведены на рис. 5.11, анализом которых делается вывод о том, что коэффициент аккумуляции энергии трения не меняет своего значения при различных величинах номинального давления в паре трения, но в пределах постоянной величины скорости скольжения, но при возрастании  $V$  происходит некоторое его увеличение.

Незначительные колебания абсолютных значений коэффициента аккумуляции энергии объясняются осцилляциями температуры в паре трения «брюсок-пластина», которые возникают цикличностью подачи смазочного материала в контакт пары трения и, как следствие, непостоянством значений коэффициента трения.

Постоянство коэффициента аккумуляции энергии при различных значениях номинального давления, в пределах фиксированной величины скорости скольжения, объясняется пропорциональностью изменения деформационной (аккумулируемой) и тепловой (диссилируемой) составляющих энергии трения при увеличении номинального давления в сопряжении. Увеличение абсолютных значений коэффициента аккумуляции энергии при повышении скорости скольжения (рис. 5.11в), позволяют предположить наличие взаимосвязи скорости скольжения в сопряжении и энергии микродеформирования в тонком поверхностном слое контактирующих материалов, поскольку суммарная величина энергии трения, даже при увеличении скорости, остается неизменной.

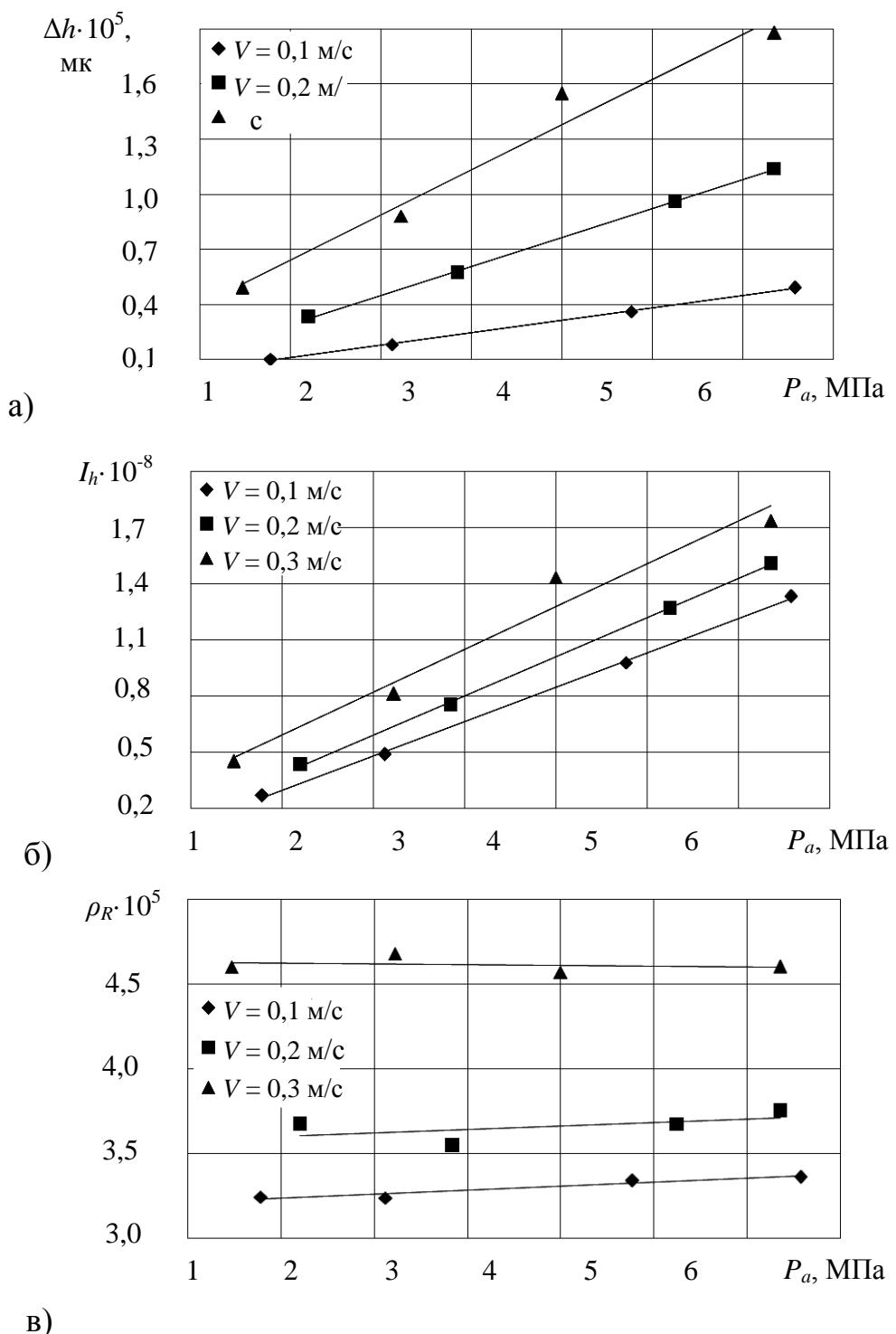


Рис. 5.11. Зависимость глубины изношенного слоя (а), линейной интегральной интенсивности изнашивания (б) и коэффициента аккумуляции энергии трения (в) образца из алюминиевого сплава от номинального давления и скорости скольжения при продолжительности эксперимента – 3600 с.

Энергия микродеформирования, согласно теории Фляйшера, рассматривается, как энергия, которая необратимо аккумулируется в слое до

момента его разрушения. Следовательно, полученные зависимости для коэффициента аккумуляции энергии трения создают предпосылки к поиску взаимосвязи энергии трения, аккумулирующейся в слое в ходе контактного взаимодействия, со скоростью скольжения в сопряжении. Необходимо отметить, что данный вопрос до сих пор не имеет широкого освещения в литературных источниках и сборников трудов семинаров и конференций.

### *Трибометр UMT-3MT*

В процессе проведения эксперимента по оценке линейной интегральной интенсивности изнашивания образцов элементов сопряжения «поршень-цилиндр» дизеля ЧН13/15 в процессе проведения опытов непрерывно записывались фиксируемые значения коэффициента трения, силы трения, акустической эмиссии, температуры, а также электрическое сопротивление в сопряжении, косвенно свидетельствующее о толщине масляной пленки между поверхностями. Примеры зависимостей этих характеристик от времени испытания (пути трения) показаны на рис. 5.12-5.15.

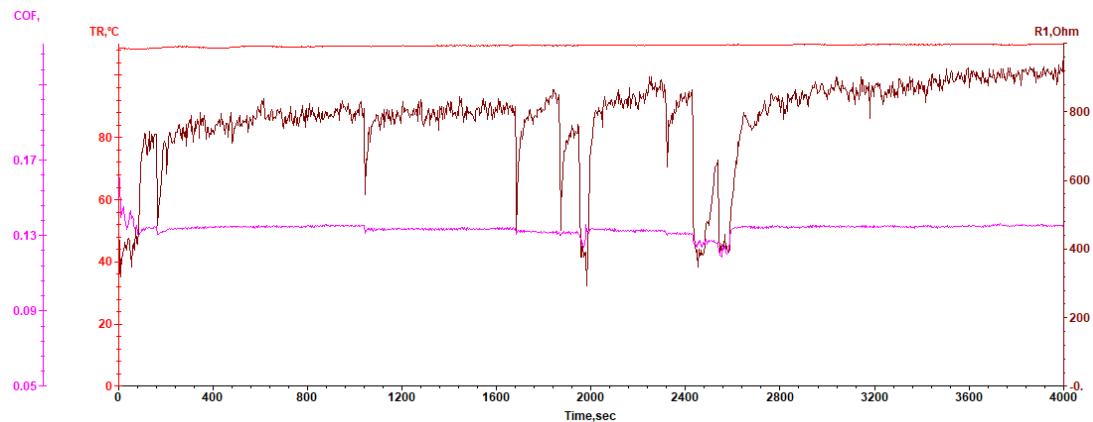


Рис. 5.12. Зависимости параметров контактирования пары трения «пальчик-пластина» (Частота перемещения пластины 15 Гц, Номинальная нагрузка  $F=100$  Н)

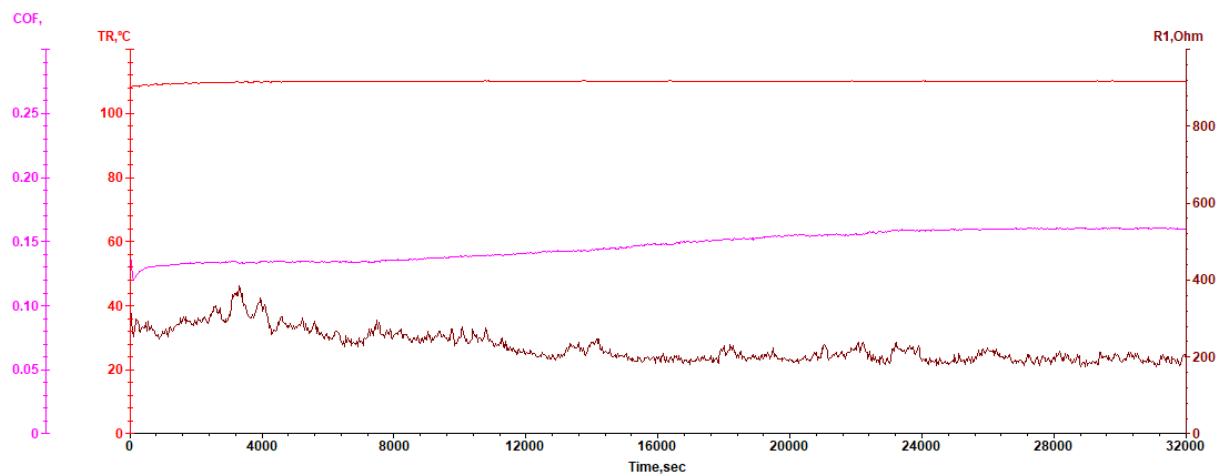


Рис. 5.13. Зависимости параметров контактирования пары трения «пальчик-пластина» (Частота перемещения пластины 15 Гц, Номинальная нагрузка  $F=150$  Н)

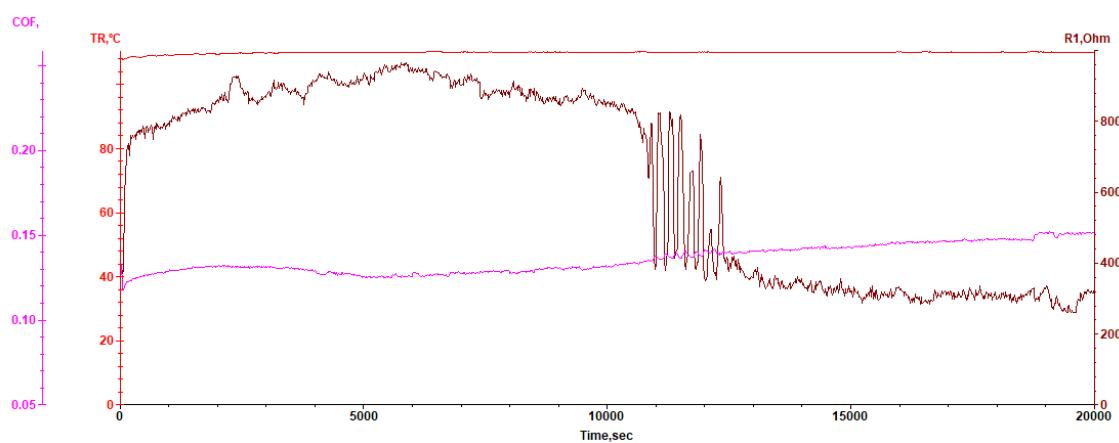


Рис. 5.14. Зависимости параметров контактирования пары трения «пальчик-пластина» (Частота перемещения пластины 25 Гц, Номинальная нагрузка  $F=200$  Н)

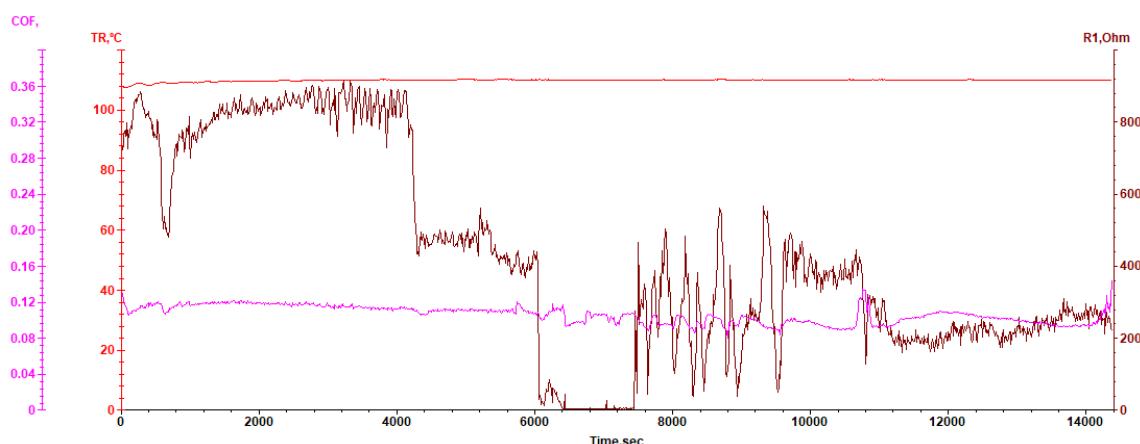


Рис. 5.15. Зависимости параметров контактирования пары трения «пальчик-пластина» (Частота перемещения пластины 35 Гц, Номинальная нагрузка  $F=200$  Н)

Зависимость коэффициента трения  $f$  от нагрузки  $F_N$ , приведенная на рис. 5.16, свидетельствует о снижении значений  $f$  при возрастании  $F_N$ .

На рис. 5.17 точками обозначены полученные экспериментальные значения линейной интенсивности изнашивания, в соответствии с выражением (5.3), на основании которых построена аппроксимирующая локальная зависимость интенсивности изнашивания  $I_h$  от контактного давления  $p_{cont}$  для сопряжения «поршень—цилиндр» дизеля ЧН 13/15:

$$I_h = 2,7 \cdot 10^{-9} p_{cont}^{1,5}. \quad (5.3)$$

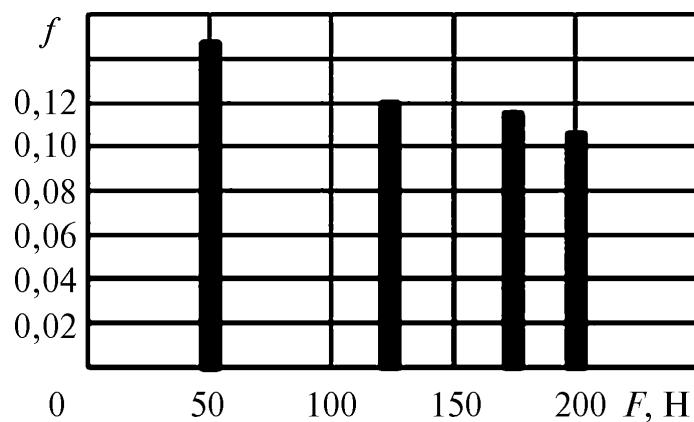


Рис. 5.16. Зависимость коэффициента трения от нагрузки

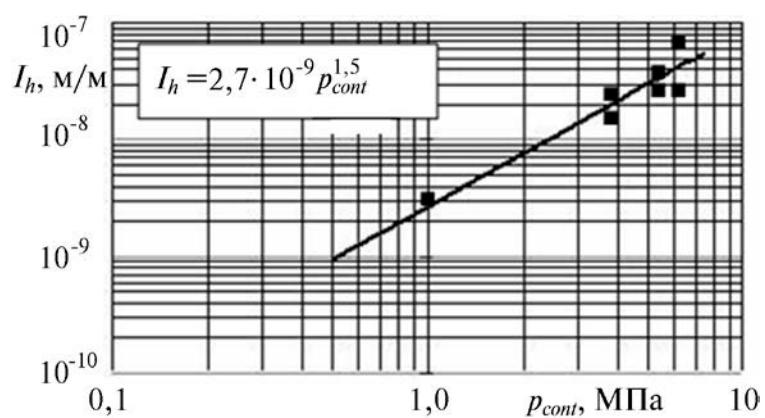


Рис. 5.17. Зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления

Полученная зависимость использовалась для расчетно-экспериментального метода оценки ресурса трибосопряжений ДВС и, в

частности, сопряжения «поршень-цилиндр» форсированного дизеля ЧН 13/15.

### *Реология моторных масел*

На рис. 5.18 -5.21 представлены результаты измерений зависимости вязкости рассматриваемых моторных масел от скорости сдвига и результаты аппроксимации по степенному закону (где  $R^2$  – достоверность аппроксимации).

В табл. 5.3, 5.4 и на рис. 5.22 представлены результаты обработки экспериментальных данных.

Поскольку параметр консистенции в степенном законе имеет физический смысл вязкости при низкой скорости сдвига ( $10^2 \text{ с}^{-1}$ ), то для описания его вязкостно температурной зависимости используется трёхконстантная формула Фогеля.

В качестве примера на рис. 5.23 представлено сравнение экспериментальной и расчётной вязкостно-температурных характеристик масла Mobil XHP Delvac 10W-40, из которых можно сделать вывод о том, что в рабочем диапазоне температур от 80 до 150 °C расчётные и экспериментальные результаты достаточно хорошо согласуются.

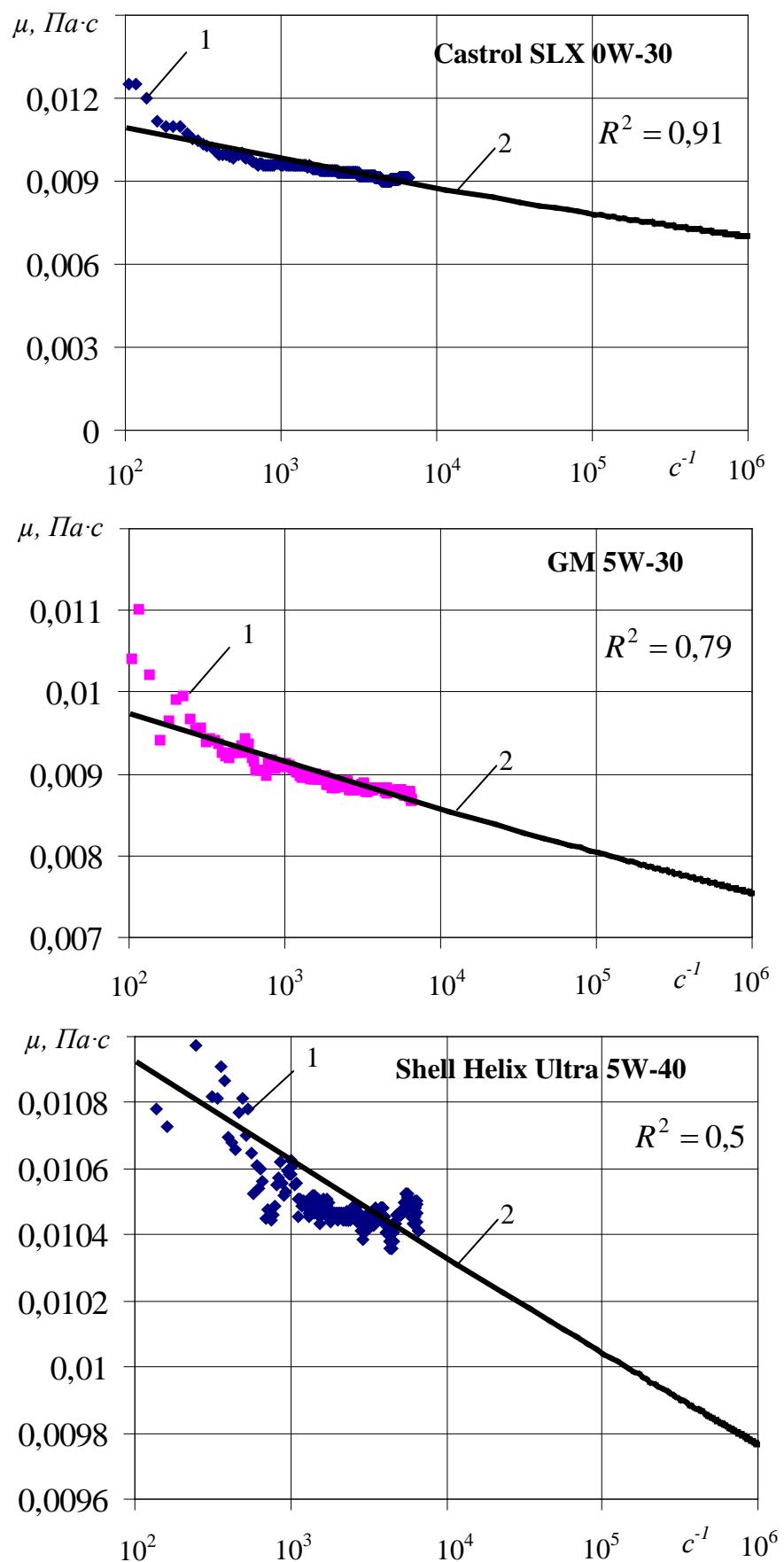


Рис. 5.18. Зависимости вязкости масел от скорости сдвига при температуре 100°C, полученные автором: 1 – экспериментальная; 2 – расчётная

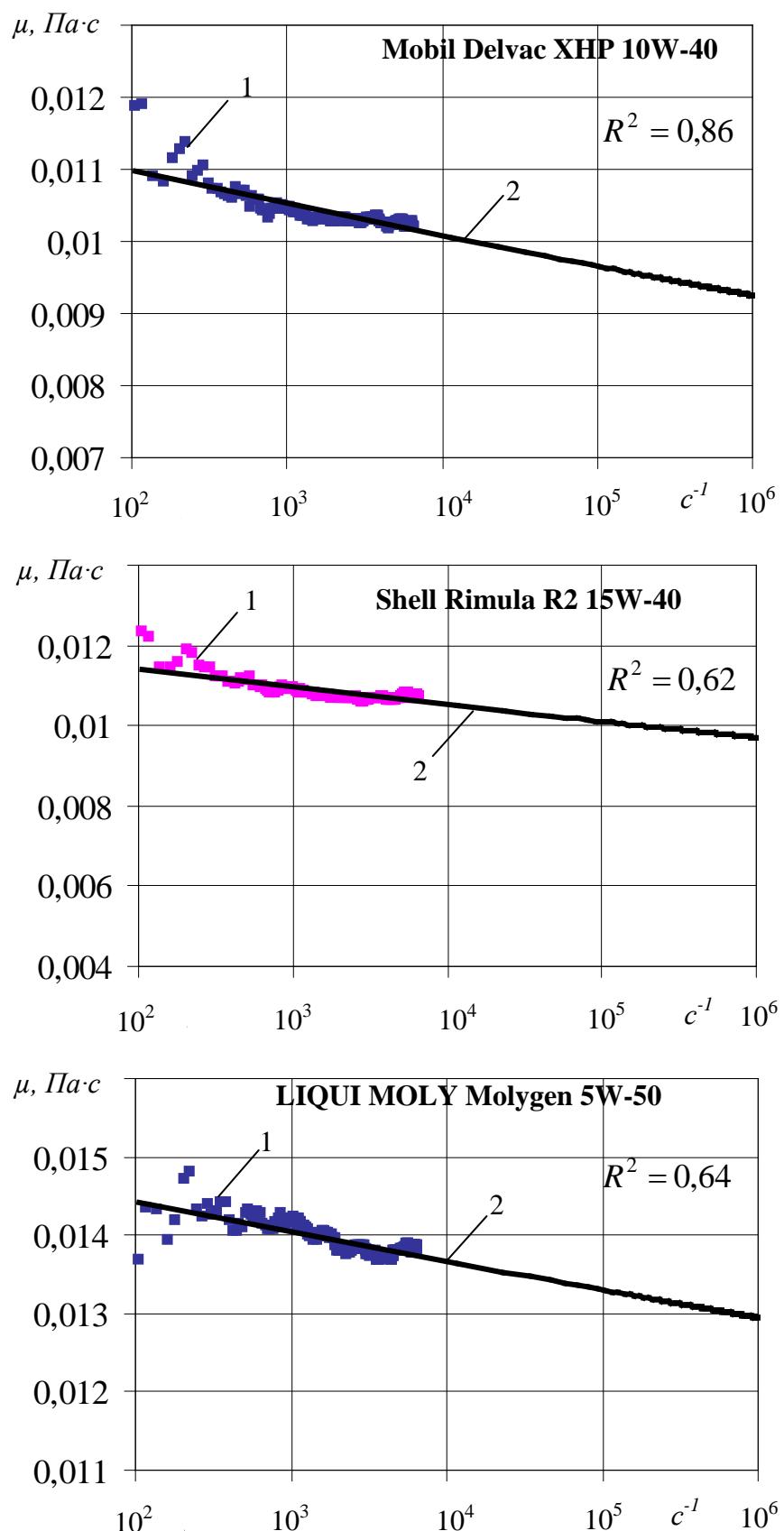


Рис. 5.19. Зависимости вязкости масел от скорости сдвига при температуре 100°C, полученные автором: 1 – экспериментальная; 2 – расчётная

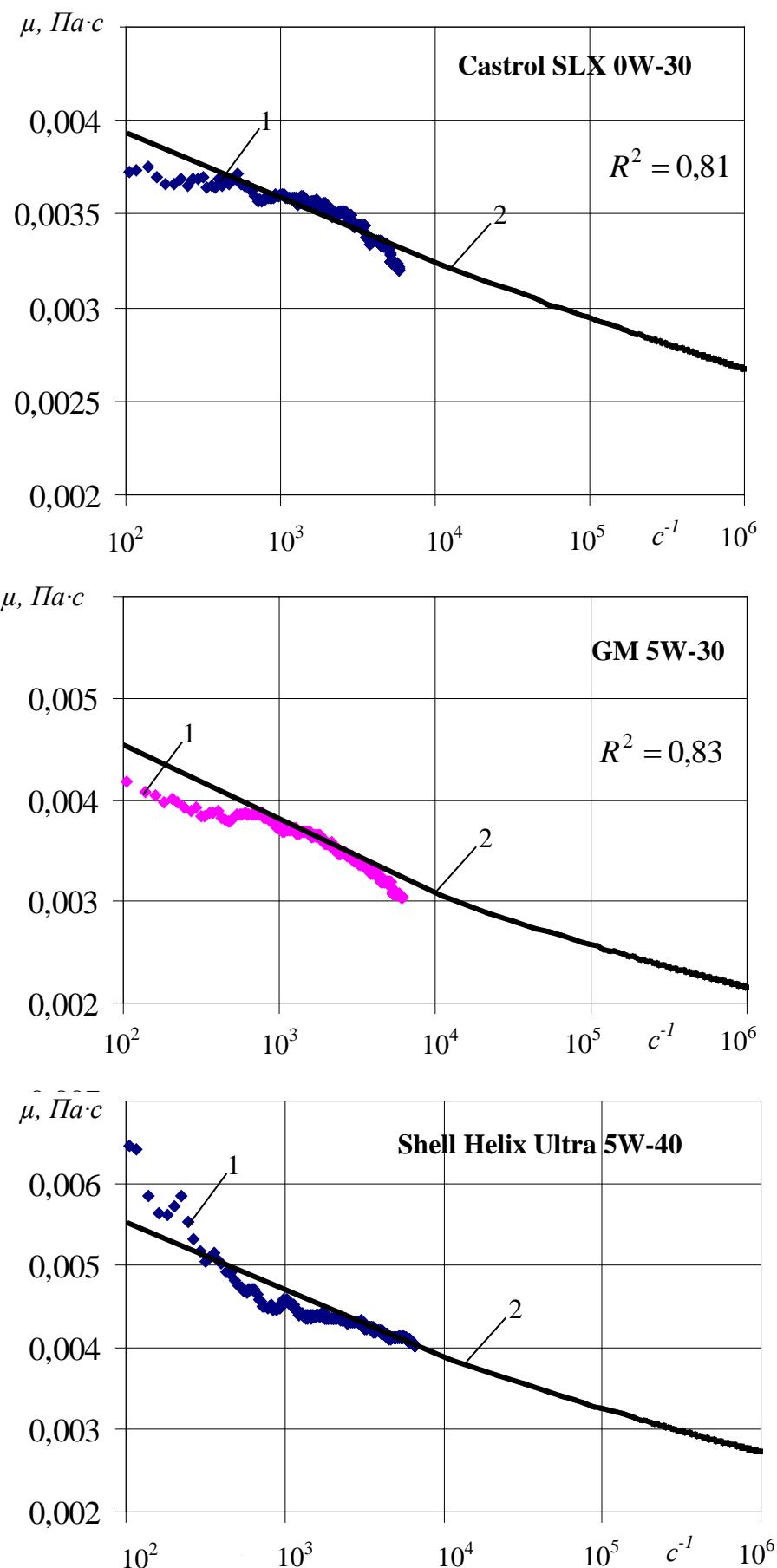


Рис. 5.20. Зависимости вязкости масел от скорости сдвига при температуре 150°C, полученные автором: 1 – экспериментальная; 2 – расчётная

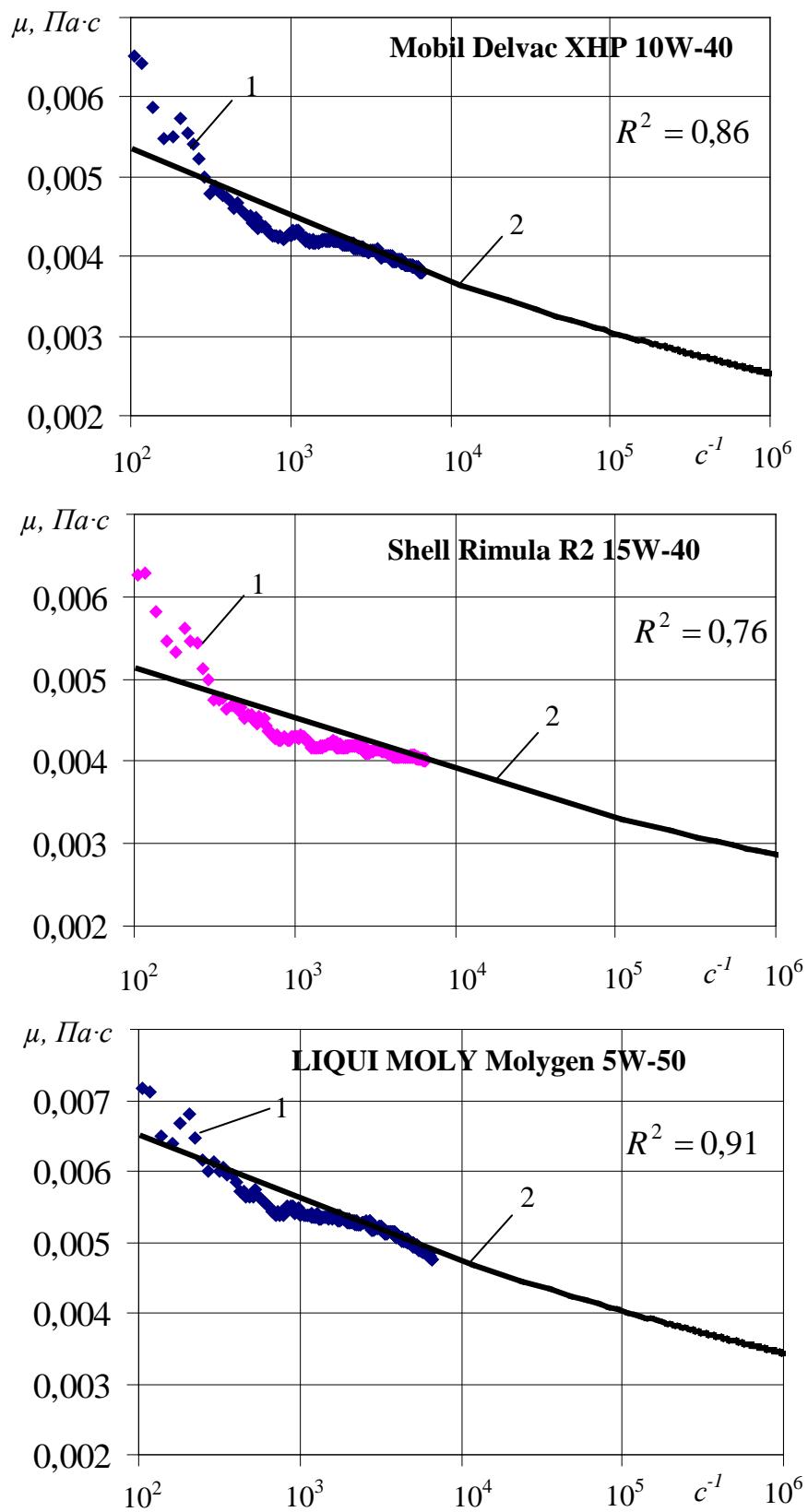


Рис. 5.21. Зависимости вязкости масел от скорости сдвига при температуре 150°C, полученные автором: 1 – экспериментальная; 2 – расчётная

Таблица 5.3. Снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от  $10^2 \text{ c}^{-1}$  до  $6,58 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$

Масло	Температура, $T$ $^{\circ}\text{C}$				
	40	80	100	120	150
Castrol SLX 0W-30	6,2	19,3	17,3	20,4	14,0
GM 5W-30	6,6	3,2	17,7	27,8	27,3
Shell Helix Ultra 5W-40	3,5	5,8	11,7	23,6	37,8
Mobil XHP Delvac 10W-40	5,1	2,2	6,4	21,5	41,2
Shell Rimula R2 15W-40	5,2	4,4	9,9	24,0	36,2
Liqui Moly Molygen 5W-50	6,1	2,0	4,1	21,3	33,7

Таблица 5.4. Параметры степенного закона

Масло	Параметры	Температура, $T$ $^{\circ}\text{C}$				
		40	80	100	120	150
Castrol SLX 0W-30	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	68,40	18,50	12,10	7,50	4,80
	$n$ <sup>2)</sup>	0,967	0,973	0,966	0,970	0,958
GM 5W-30	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	68,60	15,90	11,10	8,97	6,21
	$n$ <sup>2)</sup>	0,966	0,990	0,972	0,946	0,923
Shell Helix Ultra 5W-40	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	68,98	19,44	11,56	9,96	7,89
	$n$ <sup>2)</sup>	0,984	0,981	0,988	0,953	0,923
Mobil XHP Delvac 10W-40	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	81,84	18,39	11,97	9,07	7,79
	$n$ <sup>2)</sup>	0,977	0,994	0,981	0,964	0,919
Shell Rimula R2 15W-40	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	96,97	19,34	12,35	9,73	5,28
	$n$ <sup>2)</sup>	0,980	0,997	0,983	0,958	0,969
Liqui Moly Molygen 5W-50	$\mu$ <sup>1)</sup> , $\text{мПа}\cdot\text{с}$	112,77	23,75	15,24	11,29	8,95
	$n$ <sup>2)</sup>	0,969	0,996	0,988	0,968	0,931

Примечание: <sup>1)</sup> параметр консистенции (вязкость при низкой скорости сдвига до  $10^2 \text{ с}^{-1}$ ; <sup>2)</sup> параметр, характеризующий степень неильтоновского поведения.

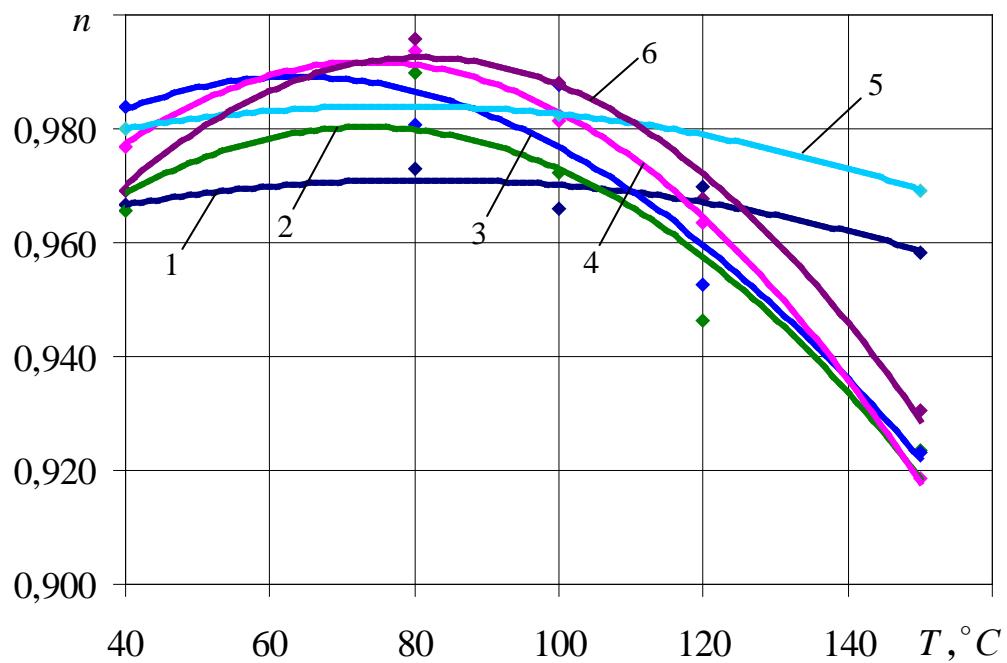


Рис. 5.22. Зависимость параметра  $n$  от температуры:

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

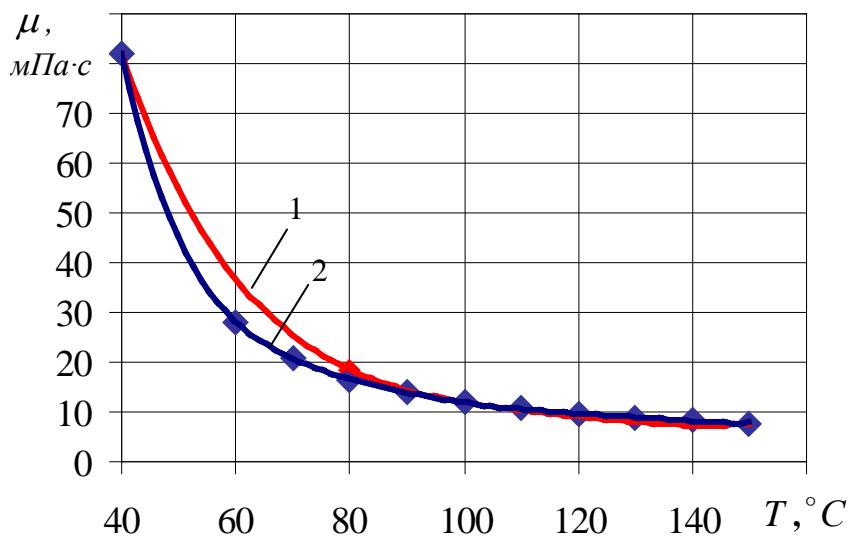


Рис. 5.23. Вязкостно-температурная характеристика масла Mobil XHP Delvac 10W-40:  
1 – экспериментальная; 2 – расчётная

#### 5.4.2. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных результатов для упорного подшипника ротора турбокомпрессора ДВС

Выполнено сравнение расчетных значений несущей способности и коэффициента трения с экспериментальными результатами. Схема упорного подшипника для испытаний аналогична представленной на рис. 3.8 (глава 3), при этом  $kn = 6$ .

На рис.5.24 представлены зависимости толщины смазочного слоя и коэффициента трения от нагрузки, полученных в результате экспериментальных и расчетных исследований.

Из графиков видно хорошее качественное и количественное совпадение результатов, при этом максимальное различие наблюдается при  $\omega = 3000 \text{мин}^{-1}$  и не превышает в процентном соотношении: для толщины смазочного слоя – 11 % при  $F = 300H$ , а для коэффициента трения – 15 % при  $F = 450H$ .

Также для проверки адекватности разработанной математической модели были проведены тестовые расчеты с использованием экспериментальных данных, представленных в работе Henry Yann [55].

Упорный узел состоит из упорного ПС (бронза UE9P) и пяты (сталь XC38). Упорный ПС разделен на 8 сегментов, на поверхности которых нанесено лазерное текстурирование. Внешний и наружный радиус упорного ПС и параметры лазерного текстурирования:  $2R_2 = 90 \text{мм}$ ,  $2R_1 = 50 \text{мм}$ ,  $\alpha = 0,55$ ;  $S_p = 0,56, 0,25$ ;  $h_p = 20 \text{мкм}$ ;  $r_p = 0,35 \text{мм}$ ;  $L = 26,92 \text{мм}$ .

Из рис.5.25 видно качественное совпадение результатов расчета с экспериментальными данными зарубежных исследователей, при этом среднее арифметическое отклонение результатов составляет не более 10 %.

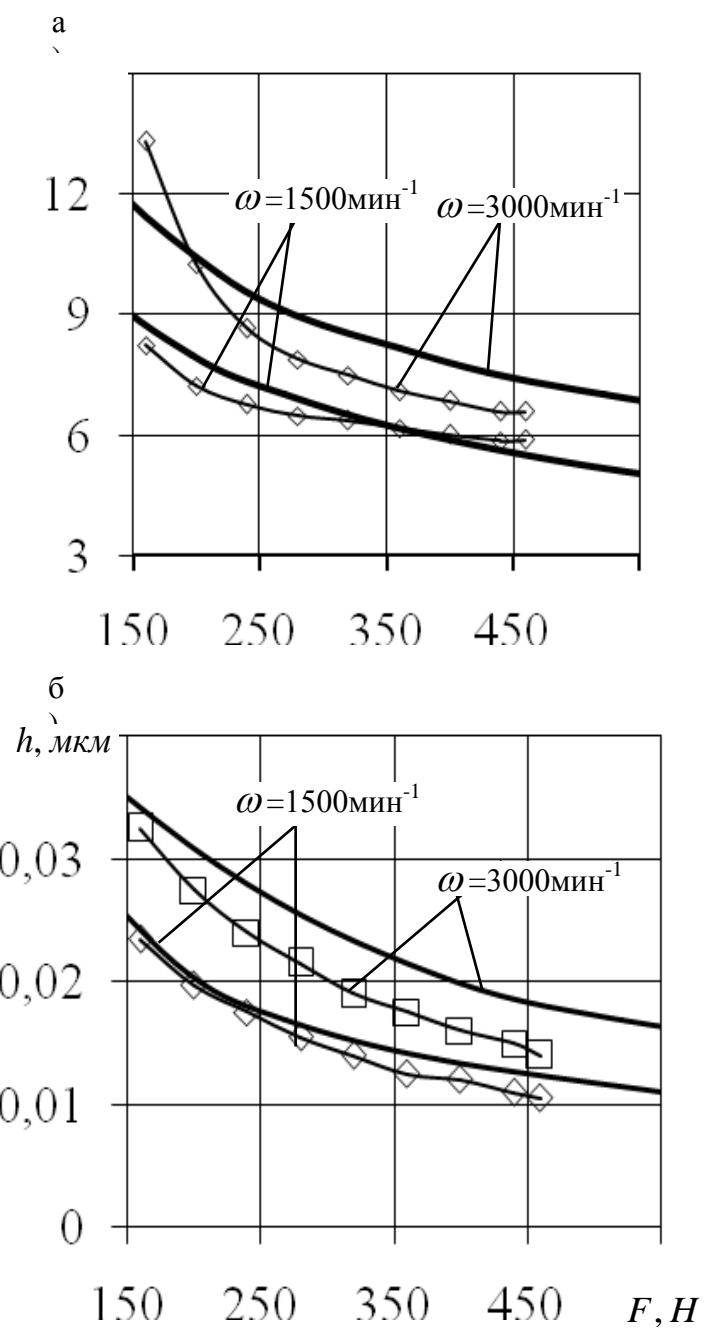


Рис.5.24. Зависимость толщины смазочного слоя (а) и коэффициента трения (б) от нагрузки ( — – результаты расчета авторов;  $\diamond\diamond$  – эксперимент)

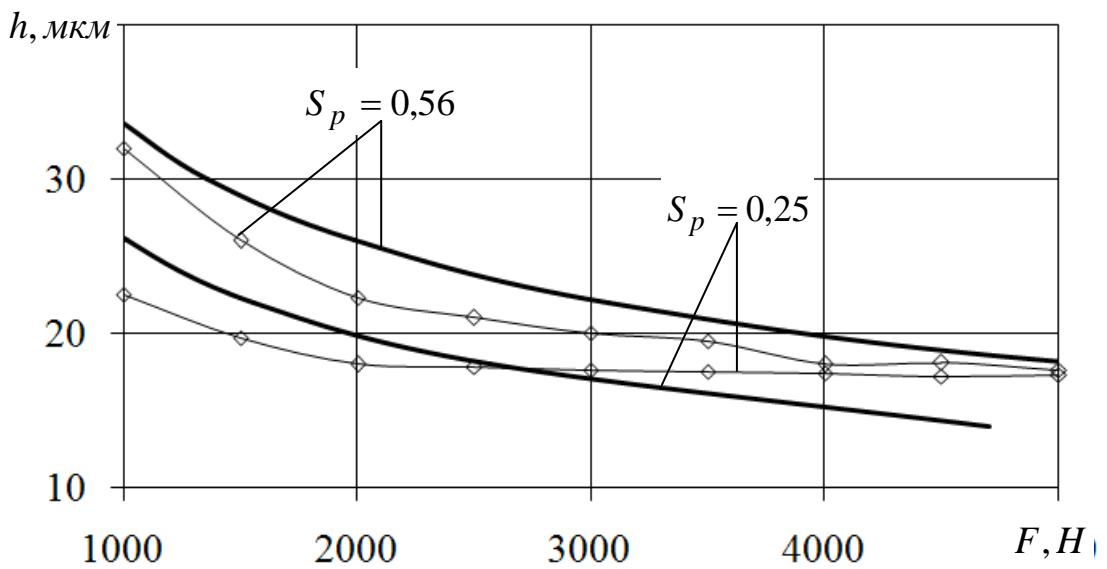


Рис.5.25. Зависимость толщины СС от нагрузки ( – результаты расчета автора; – эксперимент[55])  $\diamond\!\diamond$

### 5.5. Расчетно-экспериментальный метод оценки ресурса трибосопряжений

В сопряжении «поршень – цилиндр» имеет место гидродинамическое и, при высоких уровнях нагружения, граничное трение, причем последний вид контактного взаимодействия элементов сопряжения является определяющим при оценке ресурса сопряжения в целом.

Продолжительность периода граничного трения оценивалось временем существования критической толщины масляного слоя в сопряжении, определяемой по результатам расчетного анализа условий гидродинамического режима смазки в сопряжении дизеля. Кроме того, учитывались особенности работы дизеля в составе инженерной машиной при выполнении ей характерных работ. Оценка ресурса сопряжения «поршень – цилиндр» выполнялась с учетом продолжительности работы дизеля на различных нагрузочных режимах.

С учетом того, что в паре трения «поршень (алюминиевый сплав) – цилиндр (легированный чугун)» происходит значительно более интенсивное изнашивание поверхности поршня, в дальнейшем при оценке

триботехнических параметров сопряжения задавались характеристики алюминиевого сплава.

В качестве расчетной части разработанного метода используется теория модифицированного энергетического метода из главы 4.

Результаты анализа параметров нагружения и основных геометрических и триботехнических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр» для дизеля типа ЧН 13/15 представлены в табл. 5.5.

На основании экспериментально полученной зависимости интенсивности изнашивания (5.3) время изнашивания контактного слоя определенной толщины оценивалось:

$$t_{izn} = h_{izn} / (I_h \cdot V), \quad (5.4)$$

где  $h_{izn}$  – глубина изношенного слоя, м.

Таблица 5.5. Основные триботехнические параметры сопряжения «поршень – цилиндр»

Параметр	Значение
Боковая сила в сопряжении (нормальная нагрузка), Н	15000
Номинальная площадь контакта, $\text{м}^2$	$17,1 \times 10^{-3}$
Контурная площадь контакта, $\text{м}^2$	$2,5 \times 10^{-3}$
Фактическая площадь контакта, $\text{м}^2$	$1,5 \times 10^{-4}$
Соотношение площадей $Aa/Ar$	114,0
Номинальное контактное давление в сопряжении, МПа	0,9
Контурное давление в сопряжении, МПа	6,7
Фактическое давление в сопряжении, МПа	100

Поскольку сумма максимальных высот микронеровностей ( $R_{max}$ ) сопрягаемых поверхностей составила 15 мкм, а величина  $infh_{min} = 8,6$  мкм (см. табл. 4.3), значение  $h_{izn}$ , определяемое как разность  $R_{max}$  и  $infh_{min}$ , оказалось равным 6,4 мкм.

Величина наибольших минимумов профиля хонингованной поверхности гильзы цилиндра, на основании профилометрирования, составила 7 мкм. Сравнивая это значение с величиной  $h_{izn}$ , а также, учитывая

зафиксированный в ходе проведения эксперимента факт переноса материала изнашиваемой поверхности поршня на поверхность гильзы, следует предположить процесс нивелирования ее хонингованной поверхности. Это значительно снижает ее маслоемкость и является одной из причин повышенного износа или задира в сопряжении.

Кроме того, при оценке среднего моторесурса (средневзвешенного расчетного значения) сопряжения учитывалось распределение нагрузки дизеля в реальных условиях работы инженерной машины. Согласно исследованиям дизель бульдозера работает примерно 10% на холостом ходу, по 28% составляют режимы малых и средних нагрузок, соответственно, и 34% составляет режим номинальной мощности.

Время изнашивания сопряжения в условиях возникновения граничного режима трения определялось на основании результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и продолжительности контактного взаимодействия поверхностей сопряжения, характеризуемой параметром  $\alpha_{h_{don}}$ , на различных режимах.

На режимах холостого хода и 10%-го нагружения расчетные области контактного взаимодействия отсутствовали, поэтому время износа сопряжения для этих режимов принималось эквивалентным ресурсу дизеля и составляло 20000 ч.

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля при различных режимах его нагружения представлены в табл. 5.6.

С увеличением нагрузки дизеля при постоянной частоте вращения коленчатого вала наблюдается увеличение боковой силы в сопряжении в 1,4 раза и возрастает доля времени контактного взаимодействия элементов сопряжения. Как следствие наблюдается повышение интенсивности изнашивания элементов сопряжения в 1,7 раза и снижение моторесурса сопряжения. Учет распределения нагрузки дизеля в условиях работы тракторного агрегата позволяет прогнозировать средний моторесурс

сопряжения, который по данным расчетной оценки составил 21622 моточасов.

Таблица 5.6. Параметры нагруженности и изнашивания направляющей части поршня

Параметр	Нагрузка дизеля, %			
	0	10	50	100
Доля времени работы с нагрузкой, %	10	28	28	34
Угловая скорость коленчатого вала, рад/с	220	220	220	220
Боковая сила в сопряжении, кН	10,6	10,8	12,3	15,0
Номинальное давление, МПа	0,6	0,6	0,7	0,9
Доля контактного взаимодействия, %	0,5	1,3	4,1	12,5
Интенсивность изнашивания, м/м	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,6 \cdot 10^{-9}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$
Предельный износ сопряжения, мкм	6,4			
Время работы до предельного износа, ч	417,3	462,0	376,5	277,2
Моторесурс сопряжения, моточасов	83500	35500	9200	2200
Средний моторесурс сопряжения, моточасов	21622			

## ВЫВОДЫ

1. Приводится оборудование и методика для проведения экспериментальных исследований по определению параметров трения и изнашивания образцов ГСТС ДВС и, в частности, трибосопряжения «поршень-цилиндр», а также для исследования реологических характеристик моторных масел различных классов вязкости, их неильтоновского поведения.

2. Приведено сравнение расчетов вязкостно-температурных характеристик моторных масел и экспериментальных результатов. Сделан вывод о том, что в рабочем диапазоне температур от 80 до 150 °C расчётные и экспериментальные результаты достаточно хорошо согласуются, различие составляет не более 10%.

3. Для упорного подшипника ТКР выполнено сравнение расчетных значений несущей способности и коэффициента трения с экспериментальными результатами. Получено хорошее качественное и количественное совпадение результатов, при этом максимальное различие наблюдается при  $\omega = 3000 \text{мин}^{-1}$  и не превышает в процентном соотношении: для толщины смазочного слоя – 11 % при  $F = 300H$ , а для коэффициента трения – 15 % при  $F = 450H$ .

4. Развита модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям тепловых двигателей, базирующаяся на учете молекулярно-механической и энергетической моделей изнашивания. Расчетно-экспериментальная методика позволяет оценить связь коэффициента аккумуляции энергии с линейной интегральной интенсивностью изнашивания поверхностей трения и ресурс сопряжения «направляющая поршня–цилиндр» дизеля в эксплуатации.

5. С использованием расчетно-экспериментальной методики оценки ресурса трибосопряжений выполнен прогноз среднего моторесурса сопряжения «поршень–цилиндр» форсированного дизеля типа ЧН 13/15, который составил 21622 моточасов.

## Глава шестая

# ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## 6.1. Общая характеристика программных комплексов для трибоанализа сложнонагруженных подшипников скольжения

Для успешной разработки и создания объектов сложных технических систем, к которым принадлежат трибосистемы ДВС, необходимо решать не только задачи по разработке и выбору методов и алгоритмов их решения, но и задачи, связанные с поиском путей формализации и оптимизации проектных процедур, реализацией алгоритмизированных процессов, разработкой оригинальных программ и модернизацией существующих, выбором и обоснованием технических средств.

За последние годы методика расчета ГМХ достигла уровня, позволяющего с большой степенью достоверности оценивать влияние на них большого количества факторов, что существенно сокращает затраты времени и средств на проектирование и доводку двигателей.

Степень совершенства конструкции подшипников коленчатого вала поршневых двигателей принято оценивать расчетом стандартного набора гидромеханических характеристик, позволяющих прогнозировать износстойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, потери на трение, теплонапряженность, а также решать задачи оптимизации конструктивных, в том числе микрогеометрических, параметров.

Был разработан ряд версий проблемно- и объектно-ориентированных программных комплексов (ПК): «МАКРОГЕОМЕТРИЯ», «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ», «ЭЛРОД», «ПОРШЕНЬ-ВТХ», «ПОРШЕНЬ-КОНТАКТ», «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ», и др.), обладающих

внутренней интеграцией и возможностью многоаспектного моделирования в едином программно-методическом комплексе [165-167,168].

Все ПК имеют в своем составе модели и методы различного уровня, что обеспечивает возможность свободного расширения класса решаемых практических задач без ограничений на используемые при этом методы, выбираемые в каждом конкретном случае проектировщиком [169,170,171,172].

ПК «МАКРОГЕОМЕТРИЯ» имеет модульную структуру, сервисную оболочку, функциональное и системное наполнение. Сервисная оболочка состоит из входного языка и программ интерпретации результатов решения, позволяет выбрать объект, модель, программу решения, соответствующие исходные данные из архива, производит пуск пакета. Для составления отчетов и графического представления результатов предназначены программы интерпретации результатов расчета. Функциональное наполнение (тело пакета) состоит из трех основных процессоров (набора модулей для решения определенной группы функциональных задач): PGAZ - для расчета индикаторной диаграммы рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания; FORCE - для расчета сил, действующих на шатунные и коренные опоры коленчатого вала; TRAK - реализующий расчетные и аналитические методы гидродинамического и теплового расчета опор жидкостного трения. Системное наполнение пакета предназначено для организации диалога, трансляции входного языка, генерирования сформированной в результате диалога программы, выполнения заданной управляющим вектором последовательности обращений к модулям пакета, работы с архивами данных.

Аналогично построены «МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ», «ПОРШЕНЬ-ВТХ», предназначенные соответственно для расчета динамики коренных и шатунных подшипников коленчатого вала с учетом их микрогеометрических параметров и поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя с учетом реологических характеристик смазочного материала.

Кроме того, разработан программный комплекс «ЭЛРОД», позволяющий обеспечить расчетный баланс расходов смазки, поступающей в подшипник из источника и вытекающей в его торцы, что позволяет адекватно оценить области смазочного слоя и области кавитации в зазоре подшипника.

Комплекс программ «ЭЛРОД» предназначен для нелинейного анализа динамики сложнонагруженных подшипников скольжения. Этот комплекс позволяет проводить традиционные расчеты ГМХ подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания, поршневых компрессоров, кривошипных прессов, а также расчеты нелинейной динамики и характеристик устойчивости подшипников роторов, в частности, роторов турбокомпрессоров систем наддува ДВС.

Комплекс программ «ЭЛРОД» представляет собой набор взаимосвязанных прикладных программ, обладающих специальной организацией, что обеспечивает удобный и доступный интерфейс, который представляет собой ряд вложенных окон и меню, краткую систему справочников по конструкциям подшипников, модули для построения графиков и обработки результатов. Этот комплекс включает следующие основные подпрограммы:

**GIDKTM** – управляющая программа, осуществляющая общее управление расчетным комплексом;

**KACHTM** – программа предназначена для расчета динамики и теплового расчета подшипников. Результатом работы этой программы являются траектория движения центра шипа, а также максимальные и средние за цикл ГМХ (потери на трение, расход смазки, температура смазочного слоя и т. д.);

**DAVELROD** – программа, предназначенная для расчета гидродинамических давлений в смазочном слое с использованием алгоритма сохранения масс;

REAK – программа расчета реакций смазочных слоев и определения моментов трения, действующих на поверхности шипа и подшипника;

Объединение расчетных возможностей комплекса «ЭЛРОД» и комплекса программ “СМАЗКА”, для совместного расчета трибосопряжений ДВС и системы их маслообеспечения позволит выйти на новый уровень создания и доводки не только отдельно взятых гидродинамических тяжелонагруженных подшипников скольжения ДВС, но и всей системы смазки ДВС. Комплекс “СМАЗКА” создавался учеными лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ в сотрудничестве со специалистами-гидравликами ЮУрГУ и МГТУ им. Баумана.

Однако, создаваемые методы и методики расчетного анализа и разрабатываемые на их основе программные комплексы, будут не полными без выбора на их основе оптимального конструктивного решения.

## 6.2. Метод оптимизации, ограничения на варьируемые параметры

При оптимизации гидродинамического подшипника необходимо получить наилучшие значения нескольких ГМХ, т.е. определить такие значения параметров, которые обеспечивают минимум одновременно по всем введенным критериям  $\Phi_v(q), v = 1, 2, \dots, k$ . Эти критерии противоречивы и оптимизация по каждому из них приводит к разным значениям расчетных параметров  $q$ . Для совместного учета всей совокупности частных критериев рассматривают векторный критерий  $\Phi(q) = \{\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)\}$ , т.е. решается задача многокритериальной оптимизации. Решение этой задачи, в общем случае, не являясь оптимальным ни для одного из частных критериев, оказывается компромиссным для вектора  $\Phi(q)$  в целом.

Простейший путь решения многокритериальной задачи состоит в выделении множества Парето и организации на нем поиска оптимального решения [173]. Очевидно, что такие точки объективно лучше остальных. Но

точки Парето строго несравнимы между собой. Дальнейший выбор не поддается строгим математическим законам – остается интуиция проектировщика (эксперта).

В работах [174, 107] решаются многокритериальные задачи оптимизации конструктивных параметров шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740.11-220 и сопряжения «поршень-цилиндр» ДВС методом  $ЛП$ -поиска, особенностью которого является возможность систематического просмотра многомерных областей: в качестве пробных точек в пространстве варьируемых параметров используются точки равномерно распределенных последовательностей. Для этих целей используются  $ЛП$ -последовательности в сочетании с выделением множества Парето и организации на нем поиска оптимального решения. Характерным отличием этого метода является отсутствие минимизируемой целевой функции в обычном понимании, устанавливающей зависимость между критериями качества. Вместо целевой функции на основе экспертных оценок формируется, в некотором смысле, оптимальный набор критериев (ГМХ).

В основе алгоритма лежит численное исследование (зондирование) пространства параметров. Исследование проводится в три этапа [175].

На первом этапе составляется таблица испытаний, отражающая зависимость результатов расчета критериев качества от варьируемых параметров. При этом используются алгоритмы расчета, разработанные в предыдущих разделах. Варьируемыми переменными являются ширина подшипника  $B$ , его диаметр  $D$ , радиальный зазор  $h_0$ , вязкостно-температурная характеристика  $\mu_{\mathcal{E}} = \mu_{\mathcal{E}}(T_{\mathcal{E}})$  и давление подачи  $p_s$ . Второй этап предполагает вмешательство экспертов. Просматривая таблицу испытаний, они назначают ограничения для каждого критерия. На третьем этапе автоматически проверяется непустота множества допустимых значений  $(B, D, h_0, \mu_{\mathcal{E}}, p_s)$ . Если множество пусто, осуществляется возврат ко второму этапу и экспертами делаются уступки при назначении ограничений или увеличивается число пробных точек. После этого оптимизация начинается

сначала. Если множество  $(B, D, h_0, \mu_{\mathcal{E}}, p_s)$  оказывается не пустым, из него экспертами исключаются неэффективные точки. Множество всех эффективных точек является множеством паретовских точек  $\tilde{P}$ .

На варьируемые конструктивные и режимные параметры накладываются ограничения. Границы для  $h_0$ :  $\min h_0 \leq h_0 \leq \max h_0$  установлены исходя из рекомендаций экспертов и опыта решения задач оптимизации сложнонагруженных подшипников [176, 177]. Диапазон изменения вязкости смазки при  $40^{\circ}C$  и  $100^{\circ}C$  выбран в соответствии со значениями, соответствующими моторным маслам для дизельных двигателей:  $\mu_{40} = 0,0425 \dots 0,0680 \text{ Pa} \cdot \text{c}$ ,  $\mu_{100} = 0,0085 \dots 0,0136 \text{ Pa} \cdot \text{c}$ .

Для давления и температуры подачи смазки ограничения задаются исходя из рекомендаций заводов-изготовителей. В частности, для коренных и шатунных подшипников коленчатого вала ДВС давление подачи смазки варьируется в пределах от  $0,05 \text{ MPa}$  до  $0,7 \text{ MPa}$ , что соответствует наблюдаемому на практике диапазону изменения давления.

Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации можно представить в виде точек  $q$  с координатами  $(h_0, B, D, \mu_{40}, \mu_{100}, p_s)$ .

### *Критерии качества*

Критерием качества называют характеристику системы, которая связана с ее качеством монотонной зависимостью. Иными словами, при прочих равных условиях система тем лучше, чем больше (меньше) критерий.

Критериями качества системы «шип-смазочный слой-подшипник»  $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$  выбраны средние за цикл ГМХ:  $h_{\min}^*, p_{\max}^*, N^*, Q_T^*, T_{\mathcal{E}}^*$ , образующие вектор качества  $\Phi(q)$ , который учитывает значения и важность каждого из индивидуальных критериев  $\Phi_v(q)$ , где  $v$  – число характеристик, включаемое в перечень критериев оптимизации. Этот перечень дополнен

протяженностью зон касания  $\alpha|_{h=h_{kp}}$ , т.е. участков траектории движения центра шипа, на которых  $h_{\min}(\tau)$  меньше критических значений  $h_{kp}$ .

Заметим, что в качестве критериев оптимизации выбраны средние значения  $h_{\min}^*, p_{\max}^*$ , а не экстремальные. Выбор вместо  $\inf h_{\min}$  и  $\sup p_{\max}$  средних значений  $h_{\min}^*$  и  $p_{\max}^*$  продиктовано тем, что у форсированных ДВС работы, в частности, наиболее нагруженных шатунных подшипников сопровождается появлением расчетных значений  $h_{\min}$ , значительно меньших суммы значений неровностей поверхностей вала и вкладышей подшипников. При таких минимальных толщинах смазочного слоя значительно возрастают и гидродинамические давления.

Таким образом, в процессе решения задач оптимизации допускалось появление значений  $\inf h_{\min} < h_{kp}$ , а к средней за цикл нагрузения минимальной толщине смазочного слоя  $h_{\min}^*$  предъявлялось требование максимизации.

По мнению авторов [178] максимальная рабочая температура для моторных масел не должна превышать 120 – 130  $^{\circ}\text{C}$ . Эта величина и принималась в качестве ограничения для максимальной за цикл нагрузения эффективной температуры смазочного слоя  $\max T_{\vartheta}$ . К средней за цикл температуре  $T_{\vartheta}^*$  предъявлялось требование минимизации.

Выбор в качестве дополнительного критерия протяженности зоны касания  $\alpha|_{h=h_{kp}}$  объясняется тем, что работоспособность подшипника зависит не столько от величины минимальной толщины смазочного слоя, сколько от  $\alpha|_{h=h_{kp}}$ , а ограничение на  $\alpha|_{h=h_{kp}}$  не должно превышать 20% времени цикла [176].

С учетом выше сказанного задача оптимизации заключается в отыскании точки  $\tilde{q}$  такой, что

$$\Phi(\tilde{q}) = \underset{q \in D}{\text{opt}} \Phi(q), \quad (6.1)$$

где  $D$  – множество допустимых точек, определяющих оптимальное значение вектора качества.

Отметим, что при решении задачи оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников приходится выполнять многовариантные расчеты, что связано с большими затратами машинного времени. В связи с этим актуальным является создание, т.н. гибридного алгоритма расчета ГМХ подшипников.

Структура пакета программ, используемого при оптимизации содержит следующие основные программы и подпрограммы:

OPTIM – программа многокритериальной оптимизации параметров методом ЛП – поиска;

LPTAU – подпрограмма вычисления  $i$ -той точки последовательности, равномерно распределенной в  $N$ -мерном кубе ЛП – последовательности;

LPP – подпрограмма выбора пробных точек;

TABL – в подпрограмме происходит создание упорядоченного массива номеров испытаний. Упорядочивание производится по убыванию значений результатов испытаний;

PARET – подпрограмма исключения неэффективных точек.

### 6.3. Повышение несущей способности опор коленчатого вала высокофорсированных дизелей

Представляется задача расчета динамики и гидромеханических характеристик шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4Т371.03, который входит в семейство новых тракторных двигателей производства ООО «ЧТЗ».

Этот двигатель является силовым агрегатом, предназначенным для установки на большинство тракторов, выпускаемых в Российской

Федерации. У шатунного подшипника двигателя 4Т371.03 подача смазки осуществляется через одно отверстие в шатунной шейке (рис. 6.4). Смазка из главной масляной магистрали через отверстия 1 поступает в первую коренную шейку и далее по каналам в коленчатом валу 2 подается поочередно в каждую шатунную шейку и через отверстие в ней 3 в шатунный подшипник, затем вытекает через его торцы.

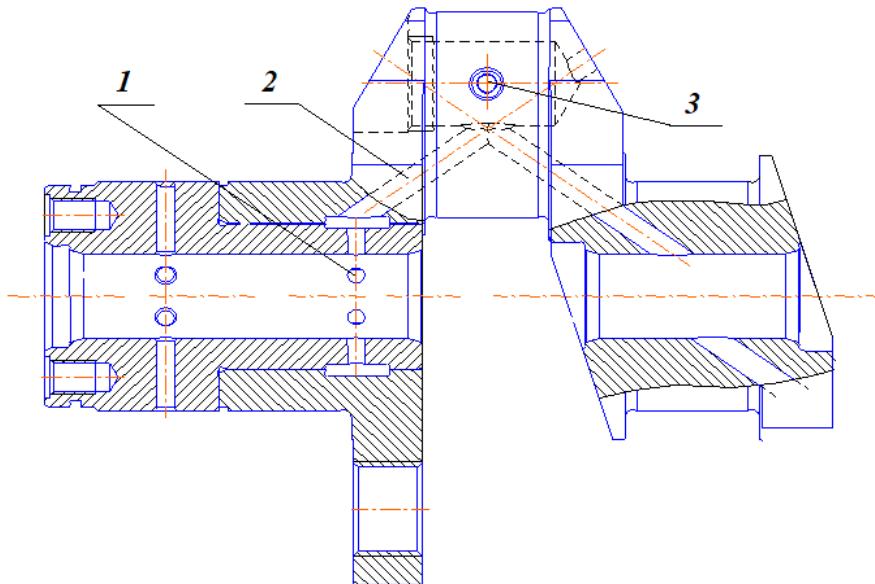


Рис. 6.4. Схема подачи смазки в шатунный подшипник двигателя 4Т371:  
**1** – отверстие в коренном подшипнике; **2** – канал для подачи смазки в шатунный подшипник; **3** – отверстие в шатунной шейке

Исходные данные для расчета гидромеханических характеристик представлены в табл. 6.1.

Расчетные годографы нагрузок, действующих на шатунный подшипник, в функции угла поворота кривошипа  $\alpha$ , отсчитываемого от верхней мертввой точки такта всасывания, приведены на рис. 6.5, где через  $0^0, 180^0, 360^0$  и т.д. обозначены точки, соответствующие углам  $\alpha$ .

Значения гидромеханических характеристик приведены в табл. 6.2, где  $f_{\max}, f^*$  – максимальные и средние удельные давления, действующие на подшипник.

Таблица 6.1. Исходные данные для расчета шатунных подшипников двигателя 4Т371.03

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	2	3	4	5	6
1	Диаметр подшипника $D$ , мм	85	11	Эффективная масса шипа $m_{\vartheta}$ , кг	3,37
2	Радиальный зазор $C$ , мм	0,035		Динамическая вязкость масла при температурах $T = 40^{\circ}\text{C}$ , $T = 100^{\circ}\text{C}$	0,0661; 0,0107
3	Давление подачи смазки $p_s$ , МПа	0,5	12	$\mu_{40}; \mu_{100}$ , Па·с	
4	Температура подачи смазки $T_0$ , $^{\circ}\text{C}$	90		Удельная теплоемкость масла, $c$ , Дж/кг· $^{\circ}\text{C}$	2156
5	Частота вращения коленчатого вала $\omega_2$ , об./мин.	2000	13		
6	Ширина подшипника $B$ , мм	50	14	Плотность масла, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	885
7	Диаметр отверстия $d_{\text{отв}}$ , мм	7	15	Коэффициенты теплопередачи шипа и подшипника $\kappa_{\text{ш}}, \kappa_{\text{п}}$ , $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	50
8	Радиус кривошипа, мм	75			
9	Длина шатуна, мм	260	16	Коэффициенты теплопроводности шипа и подшипника $k_{\text{ш}}, k_{\text{п}}$ , $\text{Вт}/\text{м} \text{ }^{\circ}\text{C}$	50
10	Масса поршневого комплекта, кг	4,16			

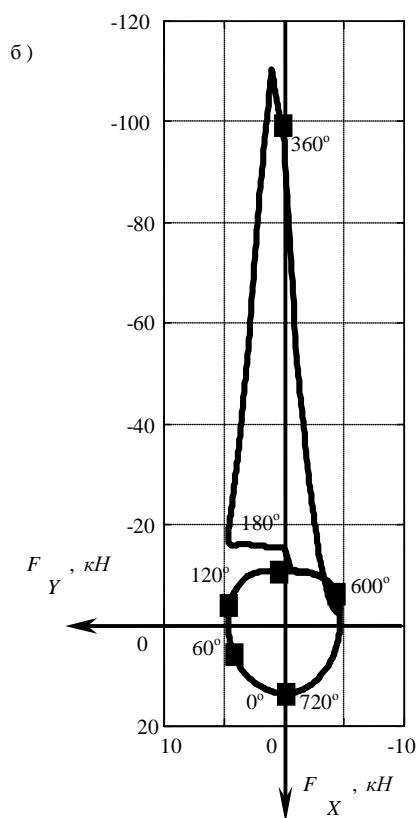
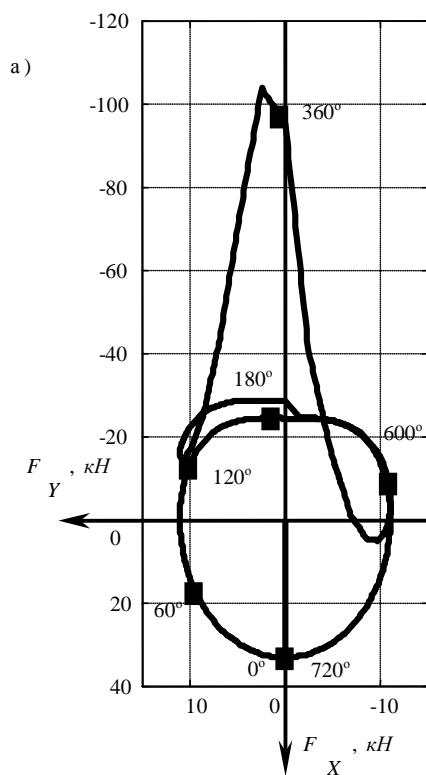


Рис. 6.5. Годографы нагрузок, действующих на шатунные подшипники коленчатого вала двигателя 4Т371.03:  
а) на режиме максимальной мощности ( $\omega_2 = 2000$  об/мин);

- б) на режиме максимального крутящего момента ( $\omega_2 = 1300$  об/мин)

Таблица 6.2 – Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4Т371.03

$f_{\max}$ , МПа	$f^*$ , МПа	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа	$T_{\mathcal{E}}^*$ , $^{\circ}\text{C}$	$\max T_{\mathcal{E}}$ , $^{\circ}\text{C}$	$N^*$ , Вт	$Q_T^*$ , л/с
24,4 <sup>1)</sup>	5,85	4,021	7,174	79,15	20,8	110,8	162,3	221, 5	0,012
25,9 <sup>2)</sup>	3,85	4,069	7,632	103,7	14,1	109,1	154,1	103, 5	0,007

<sup>1)</sup> – режим максимальной мощности; <sup>2)</sup> – режим максимального крутящего момента

При расчете ГМХ поле давления определялось из модифицированного уравнения (2.95).

Все расчеты выполнены применительно к шатунному подшипнику дизеля ЧН 13/15 (см .раздел 3.4.1) на режиме максимальной мощности.

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника для различных сочетаний видов некруглостей шатунной шейки и вкладышей представлены в табл. 1.3 и на рис. 6.6 – 6.12. Расчеты выполнялись при двух значения фазы гармоник  $\alpha_i = 90^{\circ}$ ,  $\alpha_i = 270^{\circ}$  ( $i=1,2$ ), и амплитуд  $\tau_i = 5$  мкм ( $\bar{\tau}_i = 0,142$ ),  $\tau_i = 3$  мкм ( $\bar{\tau}_i = 0,086$ ).

Из полученных результатов следует, что влияние овальности и трехвершинной огранки вкладышей и шейки на ГМХ неоднозначно. Так, при овальных вкладышах и круглой шейке ( $\tau_1 = 0,142$ ,  $\alpha_1 = 90^{\circ}$ ), (большая ось овала направлена вдоль оси шатуна) заметно увеличиваются  $\inf h_{\min}$ ,  $h_{\min}^*$ , величина  $\sup p_{\max}$  снижается, что, как известно, способствует повышению износостойкости поверхностей трения и усталостной долговечности рабочего слоя подшипника. При расположении большей оси овала перпендикулярно оси шатуна  $\inf h_{\min}$  принимает недопустимо малое значение (табл. 6.3 варианты 1, 2; рис. 6.6 – 6.12). Для вкладышей с трехвершинной огранкой лучший результат соответствует значению фазы  $\alpha_1 = 270^{\circ}$  (табл. 6.3, вариант 3; рис. 6.7). Расчеты при односторонней овальности вкладышей

показали, что некоторое (правильное) расположение овала способствует улучшению ГМХ (табл. 6.3, вариант 4; рис. 6.8). Для круглого вкладышей и некруглой шейке (табл. 6.3, варианты 5, 6, рис. 6.9, 6.10) недопустимыми являются варианты с овальной шейкой, когда большая ось овала перпендикулярна оси  $O_2X_2$  и ее трехвершинной огранкой при фазе  $\alpha_2=270^\square$ . Наличие одновременно овальности или трехвершинной огранки шейки и овальности вкладышей приводит к снижению значений  $\inf h_{\min}$  и значительно повышают потери на трение в смазочных слоях ( $\approx$  на 25%).

Таблица 6.3 Влияние овальности и огранки профилей шейки и вкладышей на гидромеханические характеристики шатунного подшипника

Вариант	Вид некругостей	Гидромеханические характеристики					
		$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q_T^*$ , л/с	$T_e^*$ , °С
1	Шейка и вкладыши круглые	3,154	6,78	81,83	256	0,012	112,2
Шейка круглая, вкладыши овальные							
2	a) $\bar{\tau}_1 = 0,142, \alpha_1 = 90^\circ$	4,46	7,82	77,9	284	0,014	112,3
	б) $\bar{\tau}_1 = 0,142, \alpha_1 = 270^\circ$	0,66	6,09	86,9	265	0,013	112,0
Шейка круглая, вкладыши с трехвершинной огранкой							
3	a) $\bar{\tau}_1 = 0,142, \alpha_1 = 90^\circ$	0,76	6,11	86,3	283	0,014	112,6
	б) $\bar{\tau}_1 = 0,142, \alpha_1 = 270^\circ$	3,15	7,46	79,8	304	0,015	112,6
Шейка круглая, вкладыши с односторонней овальностью							
4	a) $\bar{\tau}_1 = \begin{cases} 0, 0^\circ < \varphi < 180^\circ \\ 0,142, 180^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ \end{cases}$ $\alpha_1 = 90^\circ$	3,99	7,18	81,86	269,6	0,014	111,6
	б) $\bar{\tau}_1 = \begin{cases} 0, 270^\circ < \varphi < 90^\circ \\ 0,142, 90^\circ \leq \varphi \leq 270^\circ \end{cases}$ $\alpha_1 = 90^\circ$	4,46	7,82	77,99	284,2	0,014	112,3
	в) $\bar{\tau}_1 = \begin{cases} 0, 180^\circ < \varphi < 360^\circ \\ 0,142, 0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ \end{cases}$ $\alpha_1 = 90^\circ$	4,65	7,65	80,79	262,1	0,014	111,6

Окончание таблицы 6.3

Вариант	Вид некругостей	Гидромеханические характеристики					
		$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\sup p_{\max}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q_T^*$ , л/с	$T_e^*$ , °С
5	Круглые вкладыши, шейка овальная						
	a) $\bar{\tau}_2 = 0,142$ , $\alpha_2 = 90^\circ$	4,46	7,82	77,99	284,2	0,014	112,3
	б) $\bar{\tau}_2 = 0,142$ , $\alpha_2 = 270^\circ$	0,65	6,09	87,00	265,6	0,013	112,0
6	Круглые вкладыши, шейка с трехвершинной огранкой						
	a) $\bar{\tau}_2 = 0,142$ , $\alpha_2 = 90^\circ$	0,76	6,11	86,27	283,2	0,014	112,6
	б) $\bar{\tau}_2 = 0,142$ , $\alpha_2 = 270^\circ$	4,88	7,55	81,04	274,0	0,014	112,2
7	Вкладыши и шейка овальные						
	$\bar{\tau}_1 = 0,142$ , $\alpha_1 = 90^\circ$	2,55	7,51	75,25	320,6	0,016	112,5
	$\bar{\tau}_2 = 0,086$ , $\alpha_2 = 90^\circ$						
8	Вкладыши овальный, шейка с трехвершинной огранкой						
	$\bar{\tau}_1 = 0,142$ , $\alpha_1 = 90^\circ$	0,91	7,12	75,64	322,2	0,016	112,4
	$\bar{\tau}_2 = 0,086$ , $\alpha_2 = 270^\circ$						

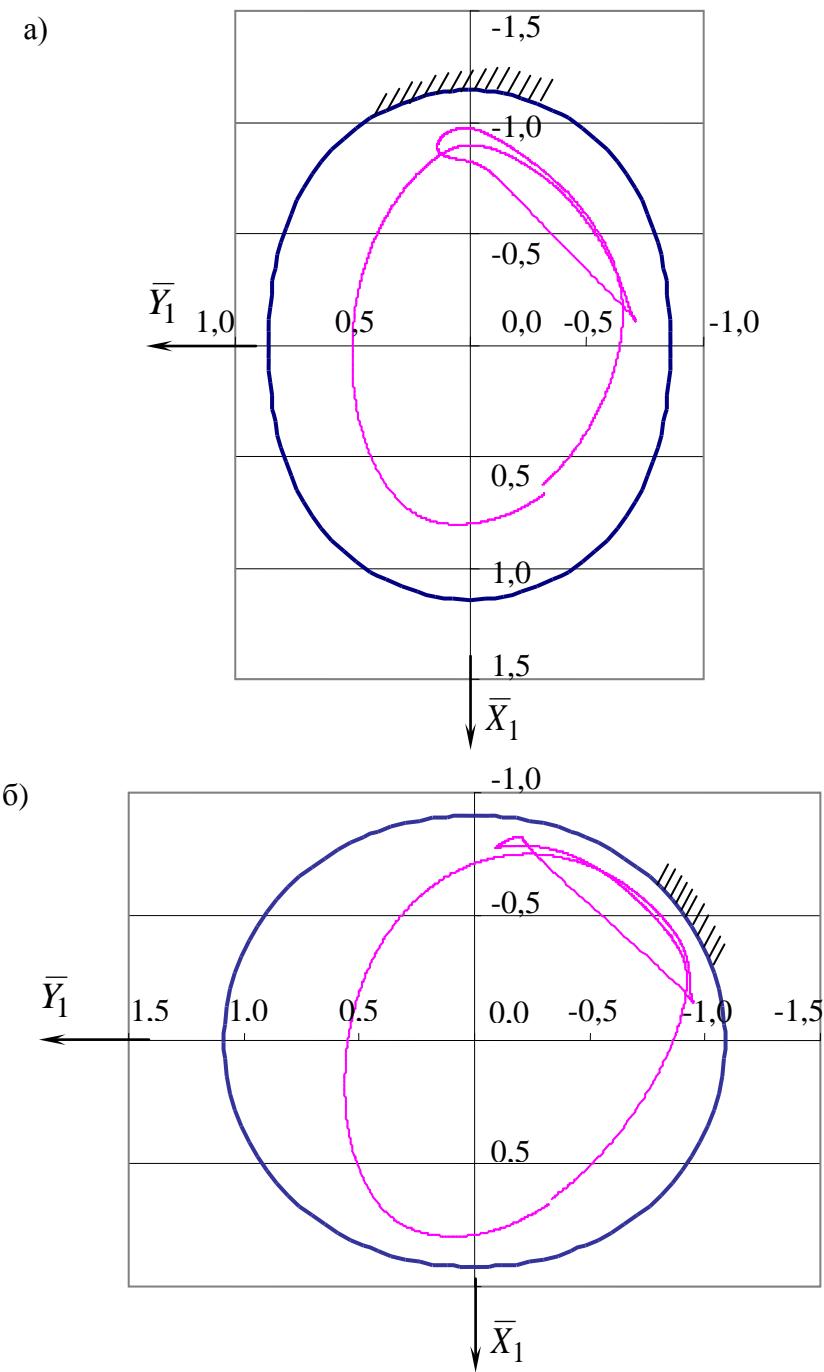
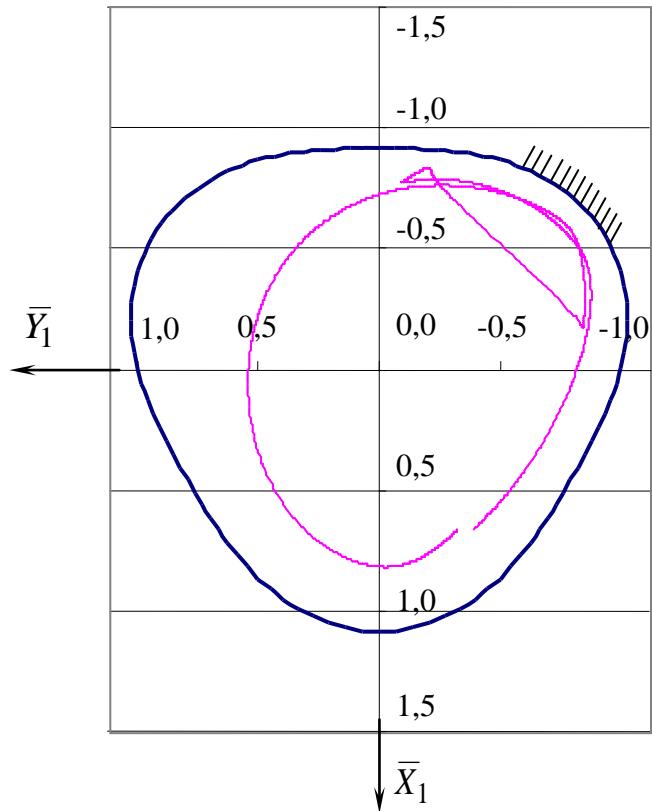


Рис. 6.6. Траектории движения центра круглой шейки в овальных вкладышах,  $\bar{\tau}_1 = 0,142$  :  
 а)  $\alpha_1 = 90^\circ$ , б)  $\alpha_1 = 270^\circ$

a)



б)

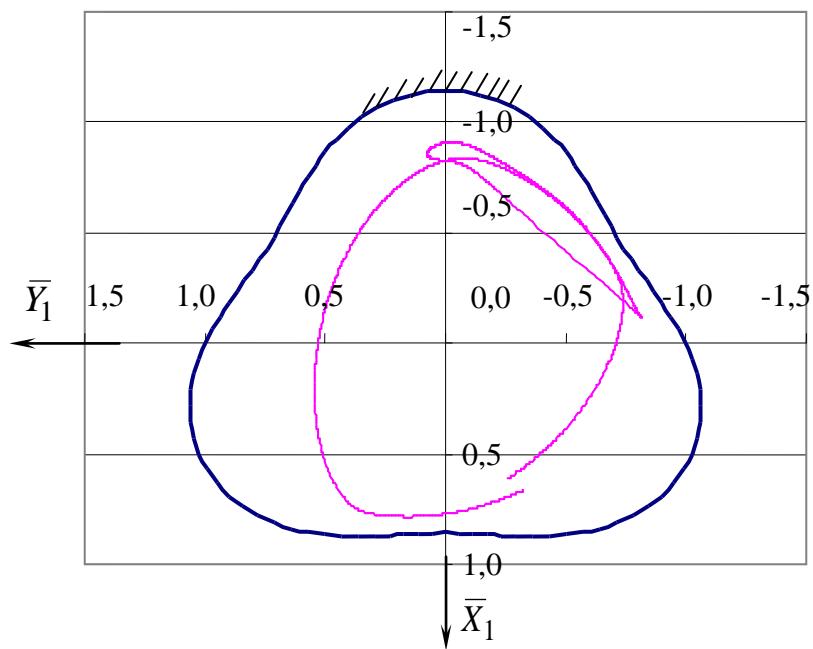


Рис. 6.7. Траектории движения центра круглой шейки во вкладышах с трехвершинной огранкой,  $\bar{\tau}_1 = 0,142$ :

а)  $\alpha_1 = 90^\circ$ , б)  $\alpha_1 = 270^\circ$

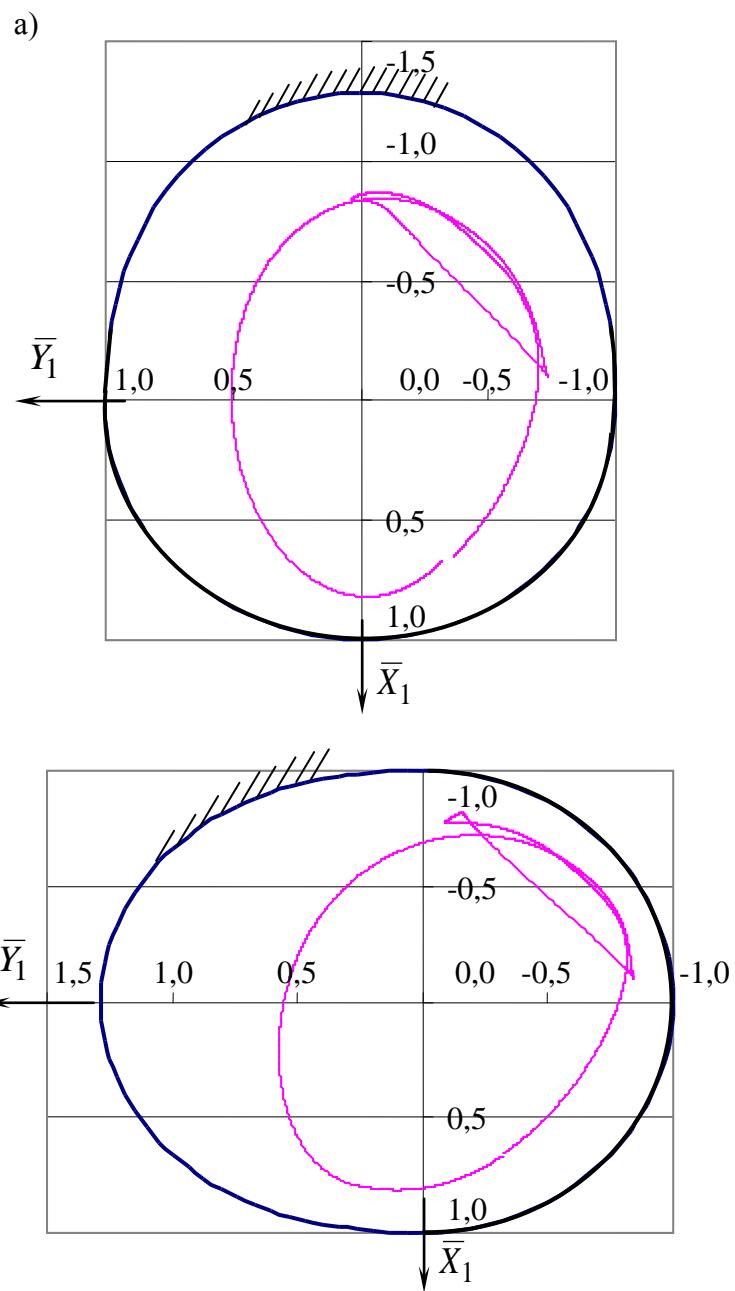


Рис 6.8. Траектории движения центра круглой шейки в овальных вкладышах с односторонней овальностью:

$$a) \bar{\tau}_1 = \begin{cases} 0, & 270^\circ < \varphi < 90^\circ, \\ 0,142, & 90^\circ \leq \varphi \leq 270^\circ \end{cases} \quad \varphi \in (0^\circ, \dots, 360^\circ) \quad \alpha_1 = 90^\circ,$$

$$b) \bar{\tau}_1 = \begin{cases} 0, & 180^\circ < \varphi < 360^\circ, \\ 0,142, & 0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ \end{cases} \quad \varphi \in (0^\circ, \dots, 360^\circ) \quad \alpha_1 = 270^\circ$$

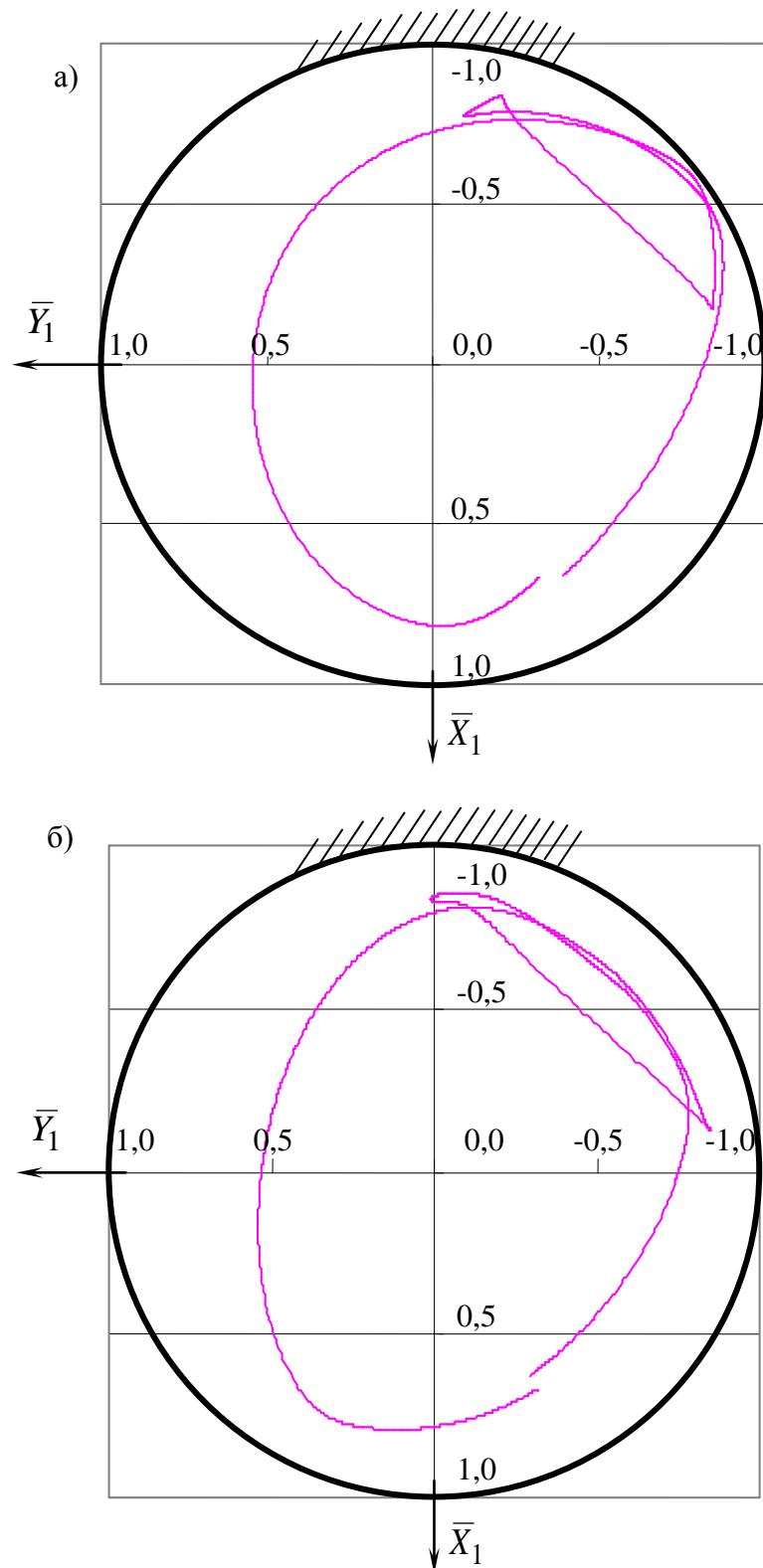


Рис. 6.9. Траектории движения центра шейки с трехвершинной огранкой в круглых вкладышах,  $\bar{\tau}_2 = 0,142$ : а)  $\alpha_2 = 90^\circ$ , б)  $\alpha_2 = 270^\circ$

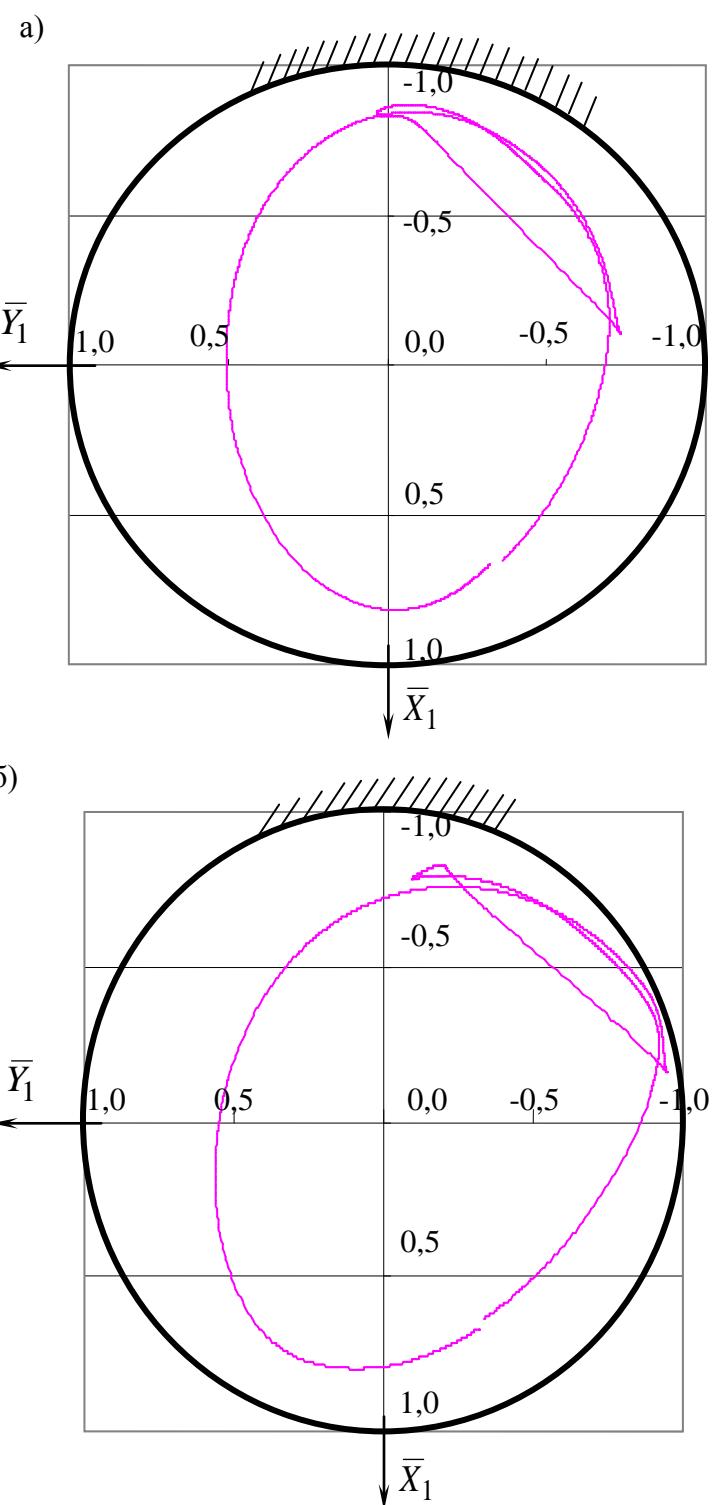
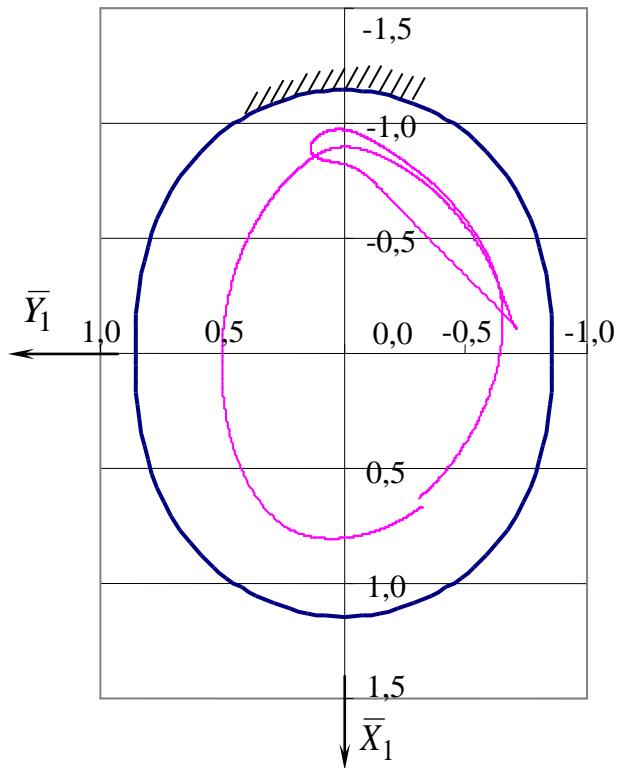


Рис. 6.10. Траектории движения центра овальной шейки в круглых вкладышах,  $\bar{\tau}_2 = 0,142$  :  
 а)  $\alpha_2 = 90^\circ$ , б)  $\alpha_2 = 270^\circ$

a)



б)

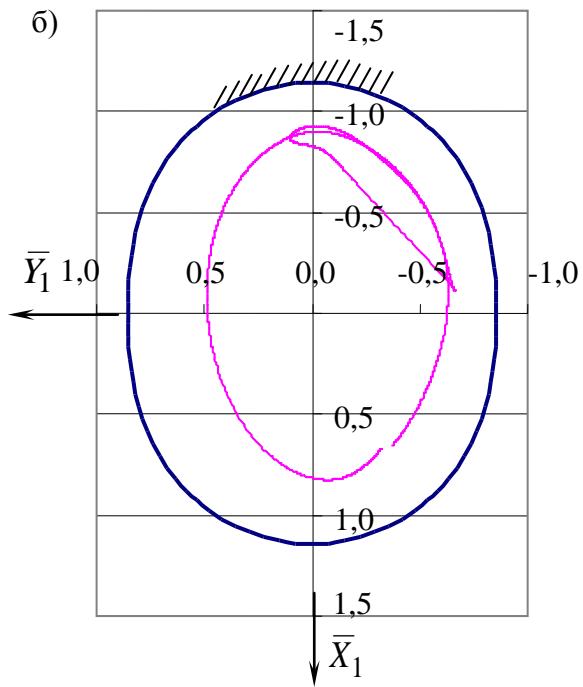


Рис. 6.11. Траектории движения центра некруглой шейки в овальных вкладышах:

- а)  $\bar{\tau}_1 = 0,142$ ,  $\alpha_1 = 90^\circ$ ; шейка с трехвершинной огранкой,  $\bar{\tau}_2 = 0,142$ ,  $\alpha_2 = 270^\circ$ ;
- б)  $\bar{\tau}_1 = 0,142$ ,  $\alpha_1 = 90^\circ$ ; шейка овальная,  $\bar{\tau}_2 = 0,086$ ,  $\alpha_2 = 270^\circ$

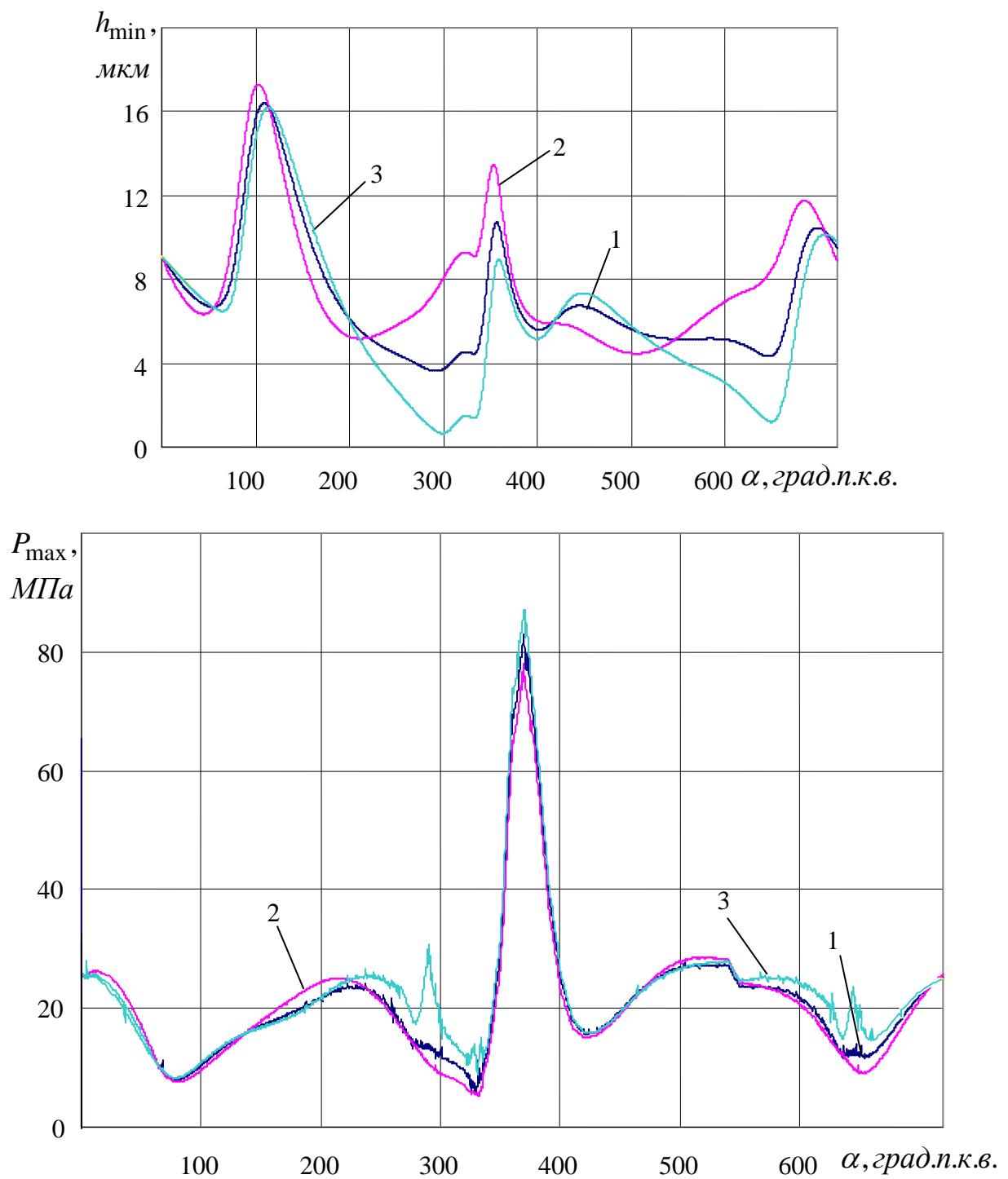


Рис. 6.12. Зависимости минимальных толщин и максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое подшипника с овальными вкладышами от угла поворота коленчатого вала:

$$1 - \bar{\tau}_1 = 0; 2 - \bar{\tau}_1 = 0,142, \alpha_1 = 90^\circ; 3 - \bar{\tau}_1 = 0,086, \alpha_1 = 270^\circ.$$

## Шатунные подшипники двигателя ДМ-21

Семейство дизельных двигателей ДМ-21, выпускаемых Уральским дизель-моторным заводом (УДМЗ), содержит восьмицилиндровые, с углом развала 90 град. и мощностью 955 и 1176 кВт (модификации 8ДМ-21А и 8ДМ-21Э), КШМ которых унифицирован.

Исходные данные для расчета ГМХ шатунных подшипников коленчатого вала двигателя 8ДМ-21 представлены в табл. 6.4.

Схема подачи смазки к коренному подшипнику и от него к шатунному аналогична схеме для двигателей серии Т. Принципиальным отличием является принятая (на рис. 6.13 – схема №1) схема подачи в смазочный слой шатунного подшипника, на поверхности вкладышей которого

Таблица 6.4. Исходные данные для расчета шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	Диаметр подшипника $D$ , м	0,145	9	Температура подачи масла, $T_0$ , $^0C$	90
2	Радиальный зазор $h_0$ , м	0,000078	10	Давление подачи масла, $p_S$ , МПа	0,5
3	Частота вращения коленчатого вала, $\omega_2$ , об./мин.	1500	11	Динамическая вязкость масла при температурах $T = 40^0C$ , $T = 100^0C$ , $\mu_{40}$ ; $\mu_{100}$ , Па·с	0,0510; 0,0085
4	Ширина подшипника $B$ , м	0,072	12	Удельная теплоемкость масла, $c$ , Дж/кг· $^0C$	2156
5	Ширина канавки $b_K$ , м	0,009	13	Плотность масла, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	885
6	Радиус кривошипа, м	0,105	14	Коэффициенты теплопередачи шипа и подшипника $\kappa_{Ш}$ , $\kappa_{П}$ , $Bm/m^2\ ^0C$	50
7	Длина шатуна, м	0,400			
8	Эффективная масса шипа $m_{\mathcal{O}}$ , кг	20	15	Коэффициенты теплопроводности шипа и подшипника $k_{Ш}$ , $k_{П}$ , $Bm/m\ ^0C$	50

выполнены две частичные канавки протяженностью  $90^0$  каждая, сообщающиеся с помощью большого числа радиальных отверстий с кольцевой канавкой в теле шатуна, из которой смазка поступает на охлаждение поршня.

Эта схема не является единственной, возможны и другие схемы, представленные на рис. 6.13.

*Схема №2.* Во вкладышах нижней головки шатуна выполняется канавка протяженностью  $180^0$ . Подвод смазки к поршню осуществляется аналогично схеме №1, за исключением того, что в шатунной шейке предусмотрено сквозное сверление. В связи с тем, что конструкция двигателя ДМ-21 предусматривает разные (левый и правый) разъемы нижней головки шатуна, комплект вкладышей шатунного подшипника одного двигателя содержит несколько разновидностей.

*Схема №3.* На поверхности вкладышей подшипника выполнена кольцевая канавка. Подача смазки в канавку и далее по каналу в стержне шатуна к поршню осуществляется из шатунной шейки через одно отверстие.

*Схема №4* аналогична схеме подачи смазки в шатунный подшипник двигателя КамАЗ (раздел 5.3.1), а для охлаждения поршня, как и у двигателя КамАЗ-740.51-360 служит форсунка.

На первом этапе оптимизации конструктивных параметров осуществлялась проверка зависимости ГМХ шатунного подшипника от расположения канавок на поверхностях вкладышей.

Результаты расчета ГМХ подшипника (табл. 6.5) свидетельствуют, что для первой схемы подачи смазки (рис. 6.13) изменение углов расположения канавок от их значений у серийной конструкции приводит к снижению минимальной толщины смазочного слоя, увеличению максимальных гидродинамических давлений и росту потерь на трение.

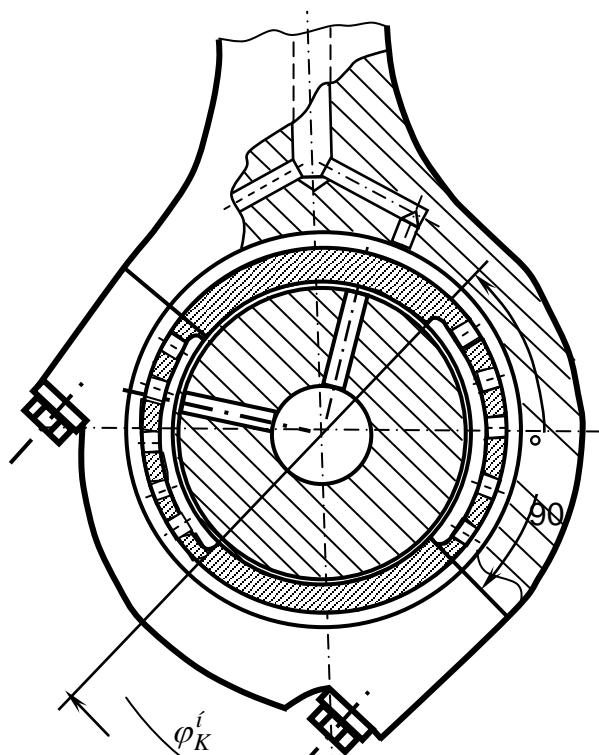


Схема №1

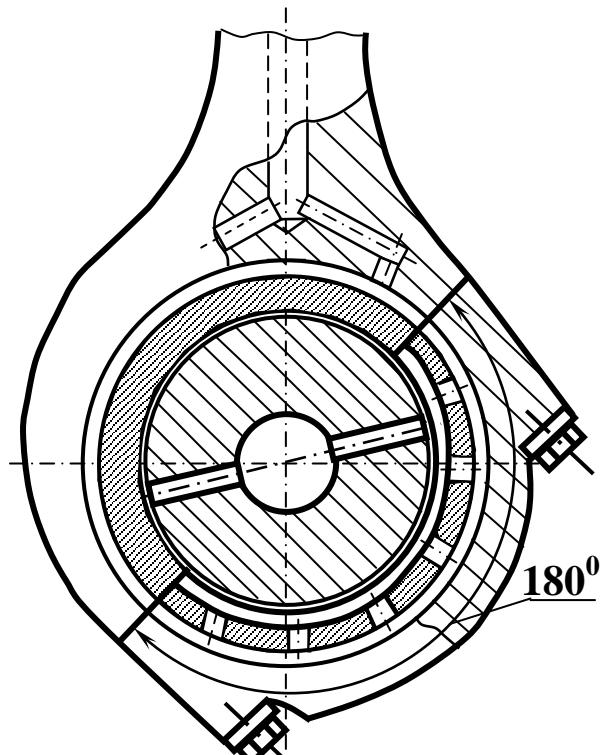


Схема №2

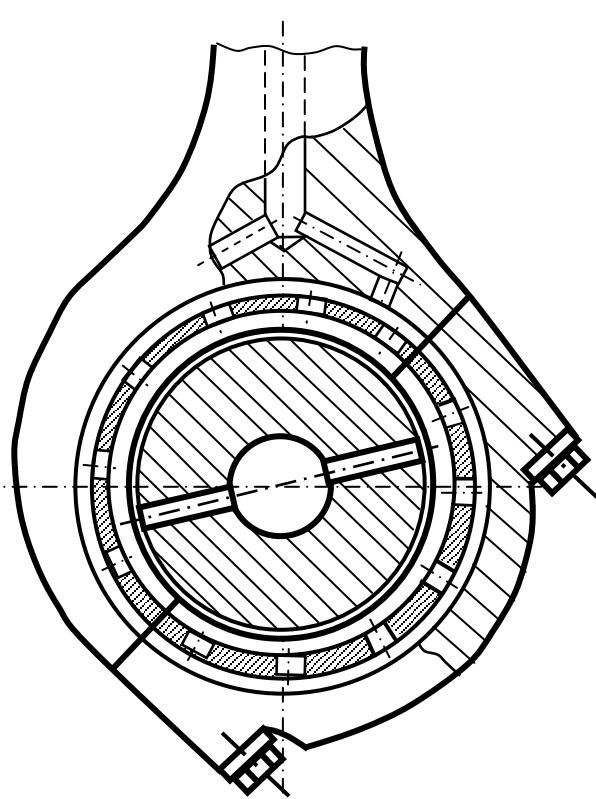


Схема №3

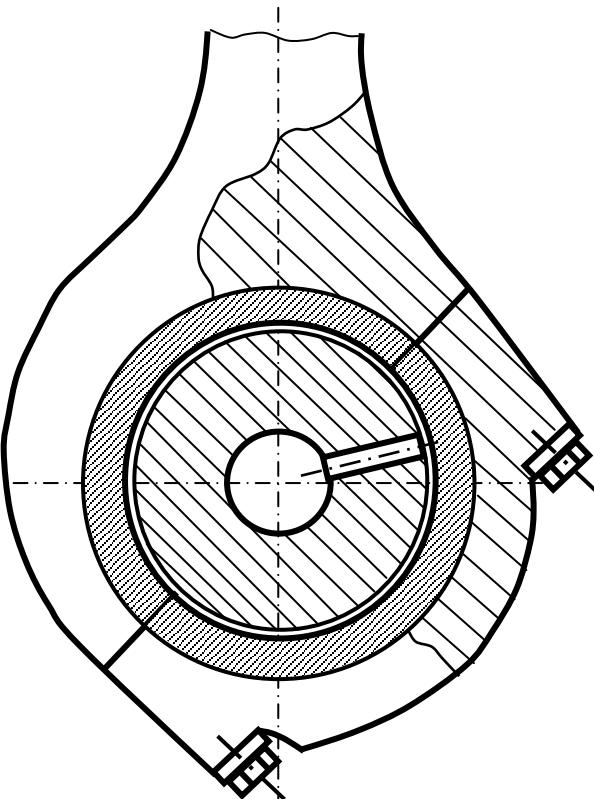


Схема №4

Рис. 6.13. Возможные схемы подачи смазки в шатунный подшипник двигателя ДМ-21

Значения ГМХ, рассчитанные для второй схемы, сравнимы со значениями ГМХ у серийной (первой) схемы, за исключением варианта с  $\varphi_K^h = 315^0$ . Третья схема характеризуется повышенными значениями гидродинамических давлений. У бесканавочного варианта (схема №4) значения  $\sup p_{\max}$  и  $p_{\max}^*$  меньше, чем у схем №1–3.

Для задачи оптимизации экспертами рекомендованы: первая схема с  $\varphi_K^h = 45^0$ , вторая с  $\varphi_K^h = 225^0$ , а также четвертая схема.

Результаты решения для выбранных схем оптимизационных задач показали, что, как и у двигателя КамАЗ, за счет изменения параметров  $B$ ,  $D$ ,  $p_s$ ,  $h_0$  в пределах 5–10% некоторые из ГМХ могут быть улучшены на 10–20%.

Существенного улучшения ГМХ шатунного подшипника двигателя ДМ-21 можно достичь заменой применяемого масла на Shell Rimula Ultra XT SAE 5W-40 (табл. 6.6).

Таблица 6.5. Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя ДМ-21

№ схемы	$infh_{min}$ , мкм	$h_{min}^*$ , мкм	$supp_{max}$ МПа	$p_{\max}^*$ , МПа	$Q_T^*$ , л/с	$N^*$ , Вт	$T_{\varTheta}^*$ , °C
1 ( $\varphi_K^h = 45^0$ )	<b>2,082</b>	<b>4,729</b>	<b>258,4</b>	<b>75,4</b>	<b>0,124</b>	<b>1357</b>	<b>106,7</b>
1 ( $\varphi_K^h = 0^0$ )	1,637	4,688	345,6	83,5	0,147	1388	104,7
1 ( $\varphi_K^h = 90^0$ )	1,741	3,800	335,6	92,5	0,127	1364	105,6
1 ( $\varphi_K^h = 135^0$ )	1,481	3,779	412,6	108,2	0,151	1368	104,7
2 ( $\varphi_K^h = 225^0$ )	<b>2,284</b>	<b>4,892</b>	<b>243,3</b>	<b>67,5</b>	<b>0,152</b>	<b>1387</b>	<b>105,5</b>
2 ( $\varphi_K^h = 315^0$ )	1,724	3,784	267,4	76,3	0,119	1432	107,3
2 ( $\varphi_K^h = 270^0$ )	<b>1,932</b>	<b>4,715</b>	<b>249,4</b>	<b>65,6</b>	<b>0,168</b>	<b>1404</b>	<b>105,1</b>
3	1,474	3,654	415,3	109,3	0,180	1530	104,4
4	<b>1,906</b>	<b>4,693</b>	<b>251,9</b>	<b>70,9</b>	<b>0,088</b>	<b>1157</b>	<b>107,4</b>

Таблица 6.6. Сравнительные характеристики шатунного подшипника двигателя ДМ-21

Вариант	$infh_{min}$ , мкм	$h_{min}^*$ , мкм	$supp_{max}$ МПа	$p_{max}^*$ , МПа	$Q_T^*$ , л/с	$N^*$ , Вт	$T_{\varTheta}^*$ , °C
Применяемое масло	2,082	4,729	258,4	75,4	0,124	1357	106,7
Рекомендуемое масло	2,877	6,135	215,1	61,9	0,118	1653	108,5
Отн. разница, %	<b>27,6</b>	<b>22,9</b>	<b>16,7</b>	<b>17,9</b>	<b>4,8</b>	<b>17,9</b>	<b>1,6</b>

#### 6.4. Разработка конструктивных мероприятий по снижению трибологических потерь в трибосопряжениях с поступательным движением элементов

Динамика поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя в значительной мере зависит от профиля направляющей части поршня. Для оценки влияния конструктивных параметров на ГМХ сопряжения «поршень – цилиндр» дизеля 6ЧН15/16 были проведены параметрические исследования на режиме максимального крутящего момента. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.7. Исходные данные для расчета динамики поршня дизеля типа ЧН 13/15

Параметр	Ед. изм.	Значение
Радиус кривошипа	м	0,080
Длина шатуна	м	0,320
Диаметр цилиндра	м	0,150
Диаметр поршня	м	0,14965
Площадь поршня	$m^2$	0,0175684
Масса комплекта поршня	кг	7,486
Масса поступательно движущихся частей КШМ	кг	2,450
Масса вращательно движущихся частей КШМ	кг	4,900
Высота юбки поршня	м	0,081
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,00035
Температура смазочного слоя	°C	130

С использованием результатов расчета тепловых деформаций были определены параметры  $h_0 = 237$  мкм,  $h_{1i} = 29,2$  мкм,  $h_{2i} = 51,7$  мкм,  $z_{Ci} = -5,7$  мм и по выражению (4.19) найдены исходные коэффициенты параболы характеризующие профиль юбки  $k_i = 0,572$ ;  $l_i = 2,047$ ;  $m_i = -0,076$ . На рис. 6.14 показаны профили юбки поршня в холодном и горячем состоянии и профиль, построенный в виде аппроксимирующей параболы.

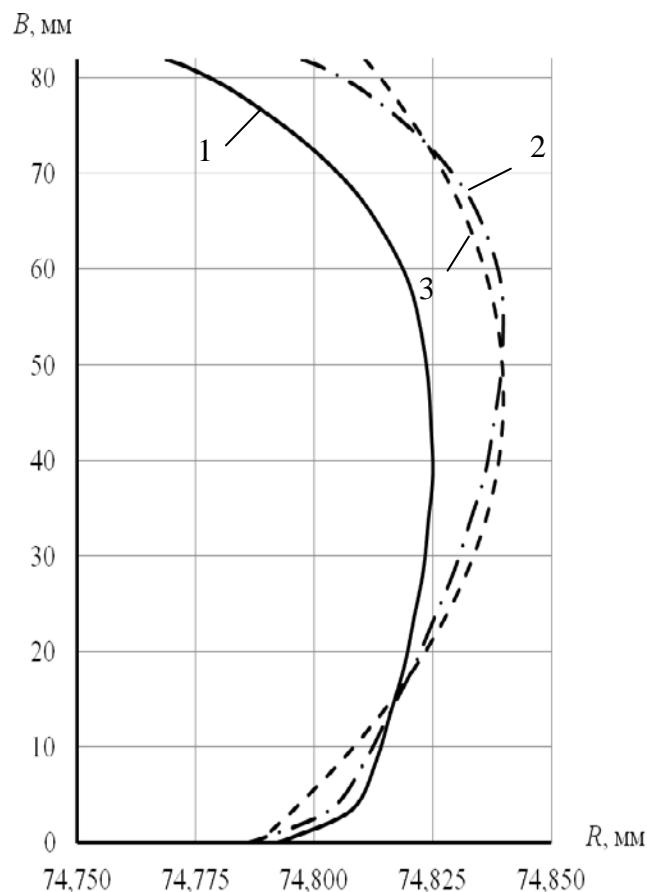


Рис. 6.14. Профиль юбки поршня исходной конструкции:  
1 – в холодном состоянии; 2 – в горячем состоянии; 3 – аппроксимирующий

При расчете динамики поршня на смазочном слое в цилиндре в качестве ГМХ использовались наименьшая  $\inf h_{\min}$  и средняя  $h_{\min}^*$  толщины смазочного слоя, наибольшее  $\sup p_{\max}$  и среднее  $p_{\max}^*$  гидродинамическое давление, средние потери мощности на сопротивление движению  $N^*$ , средний расход смазки в направлении камеры сгорания  $Q^*$  (косвенно характеризующий расход масла на угар). Для улучшения ГМХ были проведены

параметрические исследования, при которых варьировались такие геометрические параметры сопряжения, как характерный зазор в сопряжении  $h_0$  и ширина опорной поверхности юбки  $\theta$  (рис. 6.15).

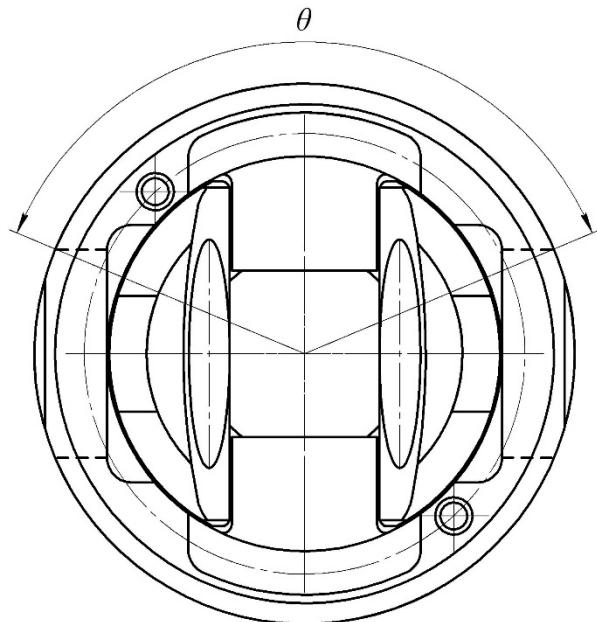


Рис. 6.15. Ширина опорной поверхности юбки поршня

В табл. 6.8 – 6.13 и на рис. 6.16 – 6.21 приведены зависимости ГМХ от  $h_0$  и  $\theta$ , полученные в результате параметрических исследований, из которых видно, что при увеличении  $h_0$  и  $\theta$  происходит монотонный рост  $h_{\min}^*$ . Графики изменения величины  $infh_{\min}$  имеют выраженные области максимальных значений по параметру  $h_0$ . Значения  $supp_{\max}$  и  $p_{\max}^*$  при увеличении  $h_0$  до  $\sim 70$  мкм резко уменьшаются, затем начинают медленно увеличиваться, а при увеличении  $\theta$  – уменьшается. С ростом  $h_0$  падают по гиперболической зависимости значения  $N^*$  и возрастают значения  $Q^*$ , а при возрастании  $\theta$  как  $N^*$ , так  $Q^*$  и монотонно уменьшаются.

Для выбора и обоснования значений  $h_0$  и  $\theta$  на рис. 6.22 представлено наложение графиков  $infh_{\min}$  и  $Q^*$ , причем диапазон изменения  $h_0$  соответствует области максимальных значений  $infh_{\min}$ . Анализируя результаты, приведенные на рисунке, можно сделать вывод о существовании области рациональных значений параметров  $h_0$  и  $\theta$ . Для  $h_0$  рекомендуется

установить значение в диапазоне  $100 \pm 10$  мкм, для  $\theta$  – в диапазоне  $75 \pm 5$  град.

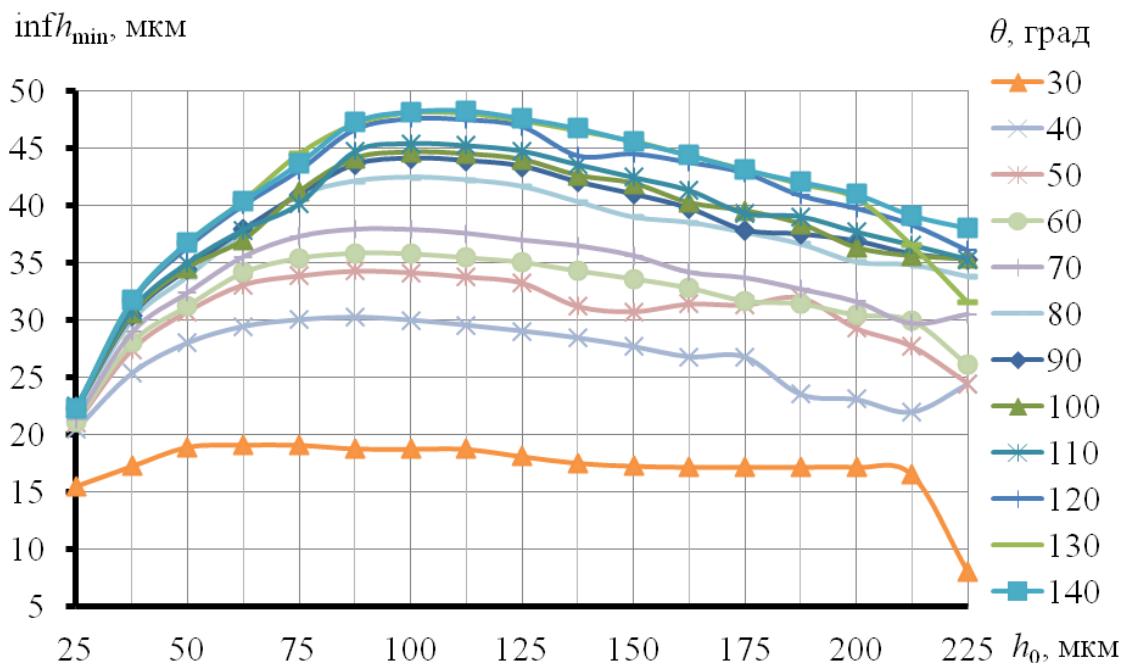


Рис. 6.16. График зависимости  $\text{inf}h_{\min}$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.8. Зависимость  $\text{inf}h_{\min}$  (мкм) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0$ , мкм	$\theta$ , град											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	15,53	20,54	20,97	21,14	21,39	22,09	22,30	22,36	22,46	22,33	22,34	22,34
37,5	17,26	25,38	27,39	28,05	28,96	29,95	30,42	30,55	30,85	31,60	31,73	31,76
50,0	18,93	28,01	30,75	31,25	32,40	33,79	34,46	34,56	34,98	36,39	36,74	36,80
62,5	19,12	29,43	33,09	34,17	35,53	37,65	37,91	37,01	37,89	40,04	40,46	40,37
75,0	19,11	30,02	33,87	35,42	37,28	40,85	40,97	41,21	40,15	43,07	44,52	43,67
87,5	18,79	30,23	34,29	35,86	37,91	42,12	43,57	44,11	44,73	46,64	47,12	47,26
100,0	18,76	29,99	34,16	35,81	37,90	42,45	44,11	44,65	45,42	47,58	48,10	48,20
112,5	18,74	29,54	33,78	35,47	37,56	42,23	43,91	44,51	45,26	47,50	48,03	48,27
125,0	18,11	29,04	33,25	35,07	36,97	41,65	43,42	44,01	44,77	46,91	47,41	47,60
137,5	17,53	28,45	31,19	34,31	36,48	40,31	42,06	42,63	43,59	44,35	46,54	46,74
150,0	17,28	27,68	30,73	33,63	35,62	38,97	40,99	41,93	42,47	44,52	45,62	45,56
162,5	17,18	26,80	31,40	32,83	34,17	38,51	39,75	40,24	41,33	43,78	44,37	44,41
175,0	17,18	26,78	31,32	31,68	33,70	37,64	37,85	39,54	39,31	42,85	43,14	43,11
187,5	17,18	23,55	31,95	31,44	32,71	36,63	37,50	38,39	39,03	40,89	41,88	42,08
200,0	17,17	23,10	29,27	30,46	31,61	35,06	36,90	36,32	37,70	39,78	40,64	40,99
212,5	16,53	22,02	27,68	29,95	29,73	34,80	35,78	35,60	36,55	38,33	36,53	39,15
225,0	8,08	24,43	24,46	26,10	30,53	33,80	35,30	35,34	35,31	36,10	31,58	38,03

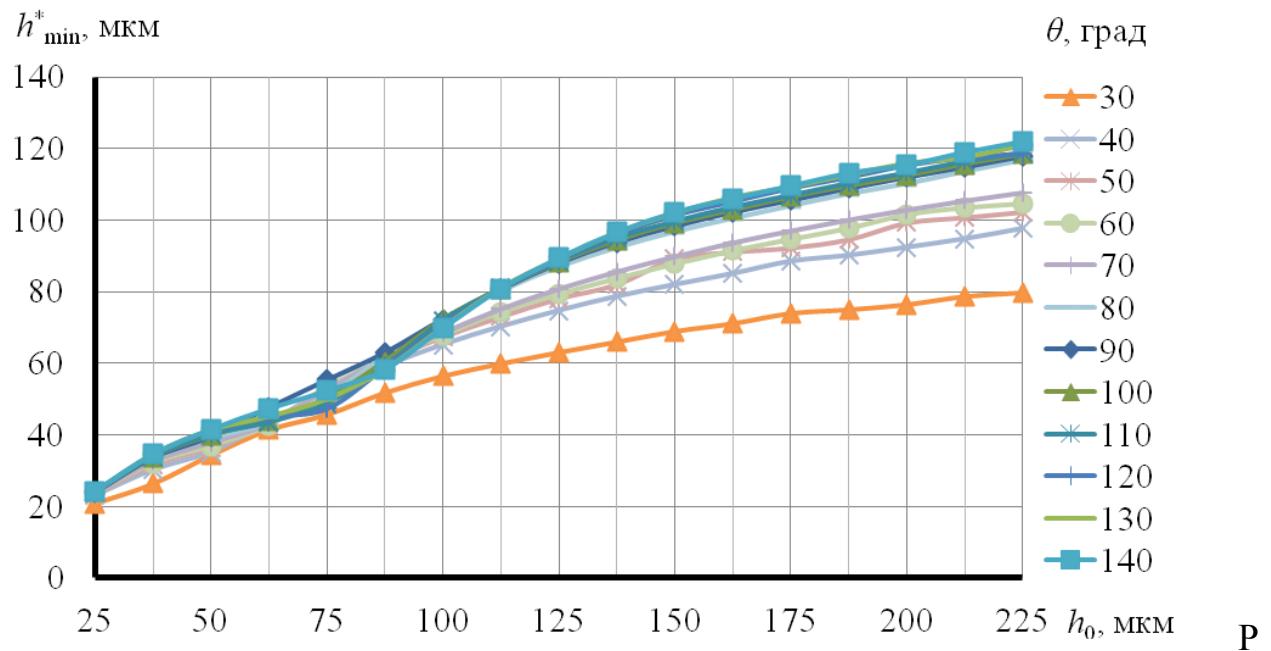


Рис. 6.17. График зависимости  $h^*_{\min}$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.9. Зависимость  $h^*_{\min}$  (мкм) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0$ , мкм	$\theta$ , град											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	20,88	22,97	23,49	23,66	23,86	23,88	23,94	23,95	23,97	24,22	24,26	24,28
37,5	26,37	30,14	31,56	32,05	32,72	33,40	33,70	33,81	33,91	34,53	34,63	34,66
50,0	34,32	35,11	36,46	36,88	37,91	39,06	39,61	39,77	40,04	41,28	41,48	41,58
62,5	41,40	43,41	43,03	42,66	43,16	43,30	47,67	43,96	43,48	45,01	45,27	47,38
75,0	45,65	52,37	53,43	53,13	52,65	50,84	55,38	50,08	48,79	47,34	50,09	52,34
87,5	51,72	59,14	60,70	61,21	61,33	61,97	62,98	60,41	59,09	58,84	58,37	58,28
100,0	56,38	65,16	67,41	67,86	68,54	72,27	72,33	72,18	71,95	70,67	70,14	69,84
112,5	59,85	70,20	73,03	74,33	75,23	80,22	80,68	80,82	80,95	81,10	81,17	80,86
125,0	62,99	74,65	78,14	79,35	80,81	87,01	88,02	88,29	88,66	89,13	89,39	89,41
137,5	65,91	78,62	82,08	83,77	85,59	92,33	93,77	94,35	95,08	96,13	96,61	96,61
150,0	68,85	81,92	89,25	87,85	89,81	96,76	98,27	99,10	99,71	101,43	102,08	102,20
162,5	71,02	85,00	91,14	91,54	93,68	100,50	102,21	102,84	103,72	105,27	106,41	106,02
175,0	73,87	88,43	92,32	94,71	97,01	103,99	105,50	106,45	107,02	109,03	109,43	109,54
187,5	74,90	90,08	94,65	97,82	100,09	107,36	108,86	109,58	110,40	112,05	112,78	113,13
200,0	76,31	92,34	99,31	101,63	102,90	110,17	111,93	112,42	113,29	115,40	115,91	115,39
212,5	78,54	94,72	100,79	103,58	105,42	113,58	114,78	115,62	116,51	117,52	117,68	118,91
225,0	79,61	97,60	102,33	104,67	107,69	116,76	117,78	118,46	118,98	118,60	120,99	121,92

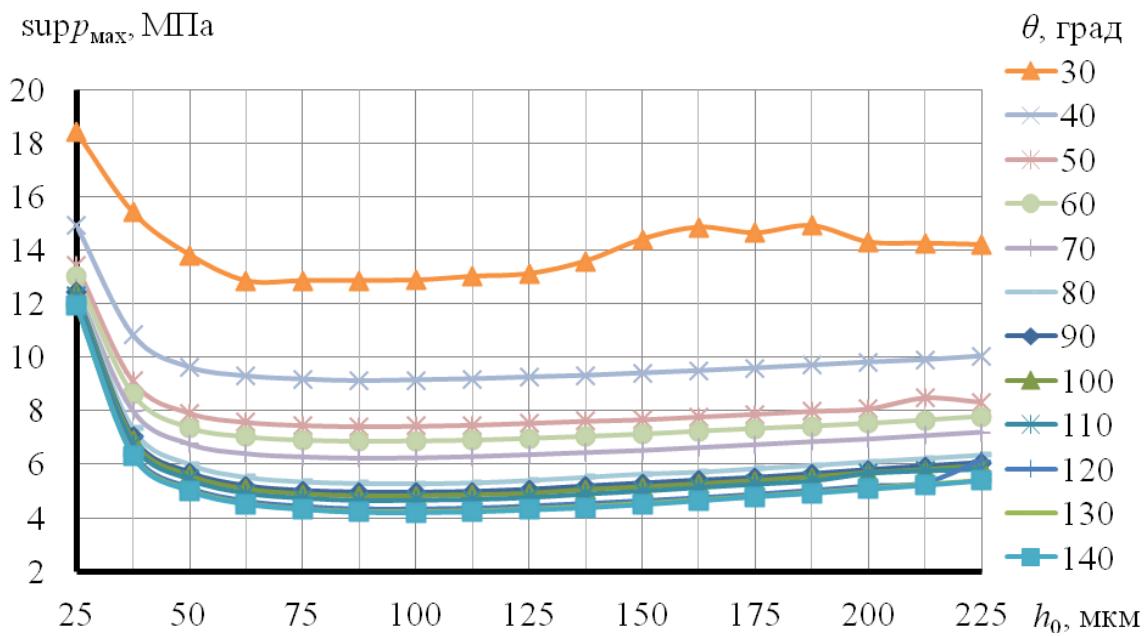


Рис. 6.18. График зависимости  $supp_{max}$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.10. Зависимость  $supp_{max}$  (МПа) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0, \text{ мкм}$	$\theta, \text{ град}$											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	18,41	14,95	13,44	13,04	12,59	12,58	12,42	12,38	12,31	12,04	11,95	11,92
37,5	15,41	10,83	9,12	8,62	8,00	7,34	7,02	6,91	6,79	6,45	6,36	6,32
50,0	13,82	9,62	7,92	7,36	6,75	6,01	5,69	5,58	5,45	5,12	5,04	5,01
62,5	12,85	9,29	7,58	7,02	6,39	5,53	5,19	5,07	4,93	4,62	4,54	4,52
75,0	12,85	9,17	7,46	6,89	6,27	5,36	5,01	4,88	4,75	4,42	4,33	4,32
87,5	12,86	9,11	7,42	6,85	6,22	5,30	4,95	4,81	4,66	4,32	4,24	4,21
100,0	12,87	9,14	7,43	6,86	6,23	5,29	4,94	4,81	4,67	4,32	4,23	4,20
112,5	13,01	9,18	7,47	6,89	6,28	5,32	4,97	4,85	4,70	4,35	4,26	4,23
125,0	13,11	9,25	7,54	6,96	6,35	5,41	5,05	4,90	4,77	4,43	4,33	4,30
137,5	13,58	9,31	7,62	7,03	6,43	5,53	5,18	5,05	4,90	4,52	4,42	4,38
150,0	14,40	9,40	7,68	7,12	6,51	5,65	5,29	5,14	5,01	4,63	4,54	4,50
162,5	14,85	9,49	7,78	7,23	6,62	5,72	5,40	5,26	5,14	4,74	4,67	4,64
175,0	14,64	9,59	7,88	7,33	6,73	5,85	5,50	5,38	5,27	4,87	4,80	4,79
187,5	14,91	9,70	7,99	7,42	6,84	5,97	5,64	5,52	5,39	5,02	4,94	4,92
200,0	14,30	9,81	8,08	7,52	6,94	6,11	5,79	5,68	5,67	5,18	5,10	5,07
212,5	14,25	9,90	8,49	7,65	7,07	6,23	5,93	5,79	5,77	5,30	5,25	5,22
225,0	14,20	10,04	8,33	7,79	7,20	6,36	6,06	5,95	5,83	5,15	5,40	5,39

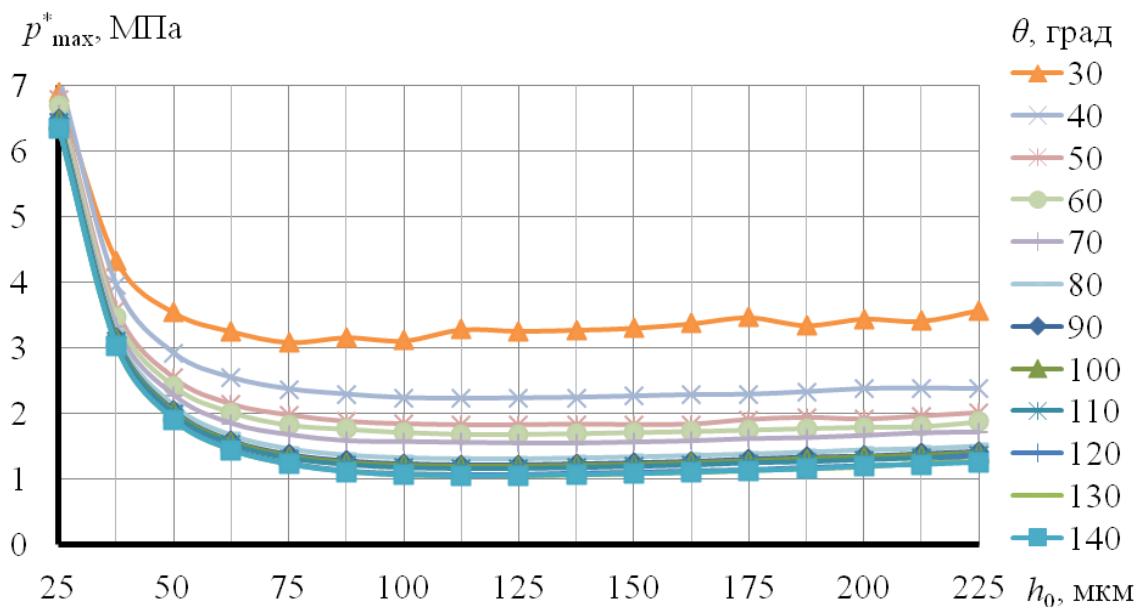


Рис. 6.19. График зависимости  $p^*_{\max}$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.11. Зависимость  $p^*_{\max}$  (МПа) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0$ , мкм	$\theta$ , град											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	6,90	7,15	6,80	6,69	6,56	6,55	6,49	6,47	6,44	6,37	6,35	6,34
37,5	4,34	3,96	3,59	3,47	3,34	3,23	3,17	3,14	3,12	3,06	3,04	3,03
50,0	3,54	2,92	2,54	2,42	2,28	2,13	2,05	2,03	2,00	1,93	1,91	1,90
62,5	3,26	2,55	2,14	2,02	1,85	1,67	1,59	1,57	1,54	1,47	1,45	1,45
75,0	3,09	2,38	1,98	1,83	1,68	1,47	1,38	1,36	1,32	1,26	1,24	1,23
87,5	3,17	2,29	1,88	1,77	1,59	1,37	1,29	1,26	1,22	1,14	1,12	1,11
100,0	3,12	2,24	1,84	1,72	1,57	1,33	1,24	1,21	1,17	1,09	1,07	1,06
112,5	3,29	2,23	1,82	1,69	1,56	1,31	1,23	1,20	1,16	1,08	1,06	1,05
125,0	3,26	2,24	1,83	1,69	1,55	1,31	1,23	1,20	1,16	1,08	1,06	1,05
137,5	3,28	2,25	1,84	1,70	1,55	1,33	1,24	1,21	1,17	1,10	1,07	1,07
150,0	3,31	2,27	1,83	1,72	1,57	1,34	1,26	1,22	1,19	1,11	1,09	1,08
162,5	3,38	2,29	1,84	1,73	1,58	1,36	1,28	1,25	1,21	1,14	1,11	1,11
175,0	3,47	2,29	1,91	1,75	1,62	1,39	1,31	1,28	1,25	1,15	1,14	1,13
187,5	3,35	2,33	1,94	1,78	1,63	1,42	1,34	1,31	1,26	1,19	1,16	1,15
200,0	3,45	2,38	1,91	1,80	1,67	1,45	1,36	1,34	1,30	1,22	1,19	1,20
212,5	3,41	2,39	1,96	1,81	1,71	1,47	1,40	1,36	1,32	1,25	1,25	1,22
225,0	3,58	2,38	2,01	1,88	1,72	1,51	1,43	1,40	1,37	1,39	1,28	1,26

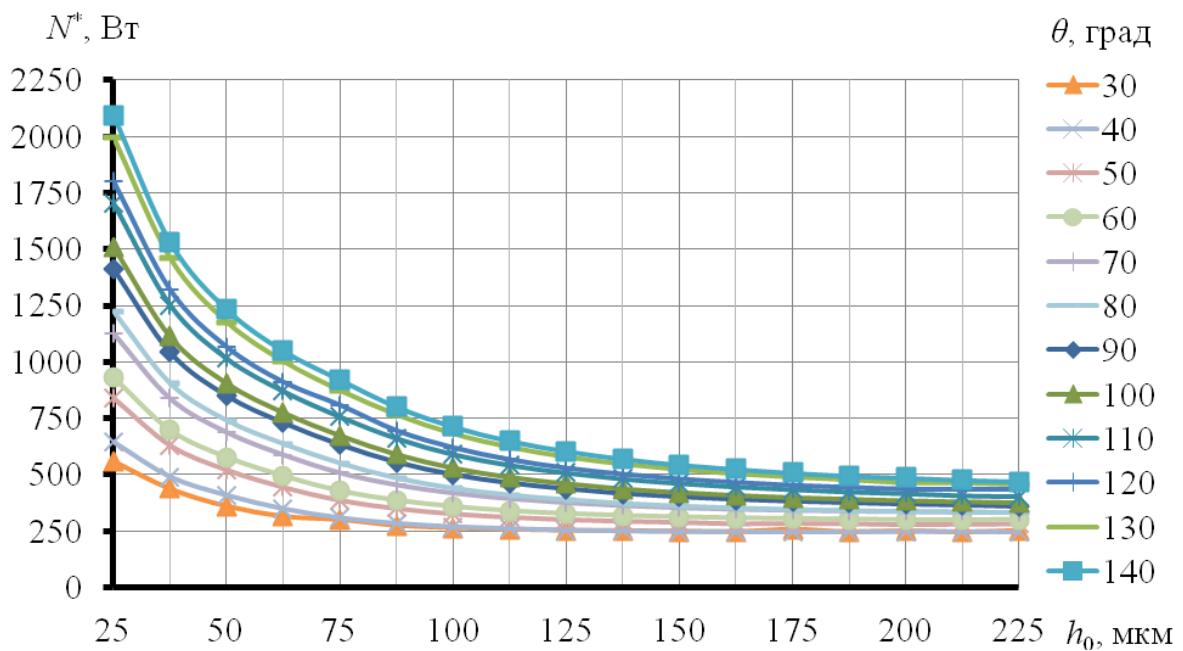


Рис. 6.20 – График зависимости  $N^*$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.12. Зависимость  $N^*$  (Вт) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0$ , мкм	$\theta$ , град											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	561	646	838	934	1127	1221	1414	1511	1704	1800	1993	2090
37,5	438	491	629	699	838	903	1043	1113	1253	1320	1460	1530
50,0	360	409	521	578	689	739	850	905	1016	1067	1177	1232
62,5	315	349	445	494	589	636	729	775	871	912	1003	1049
75,0	300	308	387	428	509	550	632	674	758	809	874	921
87,5	274	284	351	386	455	483	554	590	662	696	766	801
100,0	264	269	328	358	419	438	499	530	591	621	682	713
112,5	256	260	313	339	394	408	462	489	543	568	623	650
125,0	252	253	302	326	376	388	436	460	509	531	579	604
137,5	250	250	295	317	363	371	415	437	482	503	548	570
150,0	248	247	291	311	354	359	400	421	463	482	523	544
162,5	246	247	284	307	347	350	389	408	447	467	504	525
175,0	257	245	286	304	343	344	380	398	435	454	490	508
187,5	246	246	284	302	339	339	374	391	425	445	478	495
200,0	250	248	281	299	336	335	368	384	418	437	465	486
212,5	244	247	282	297	335	332	363	380	408	437	464	477
225,0	252	246	284	300	332	330	357	376	404	436	457	469

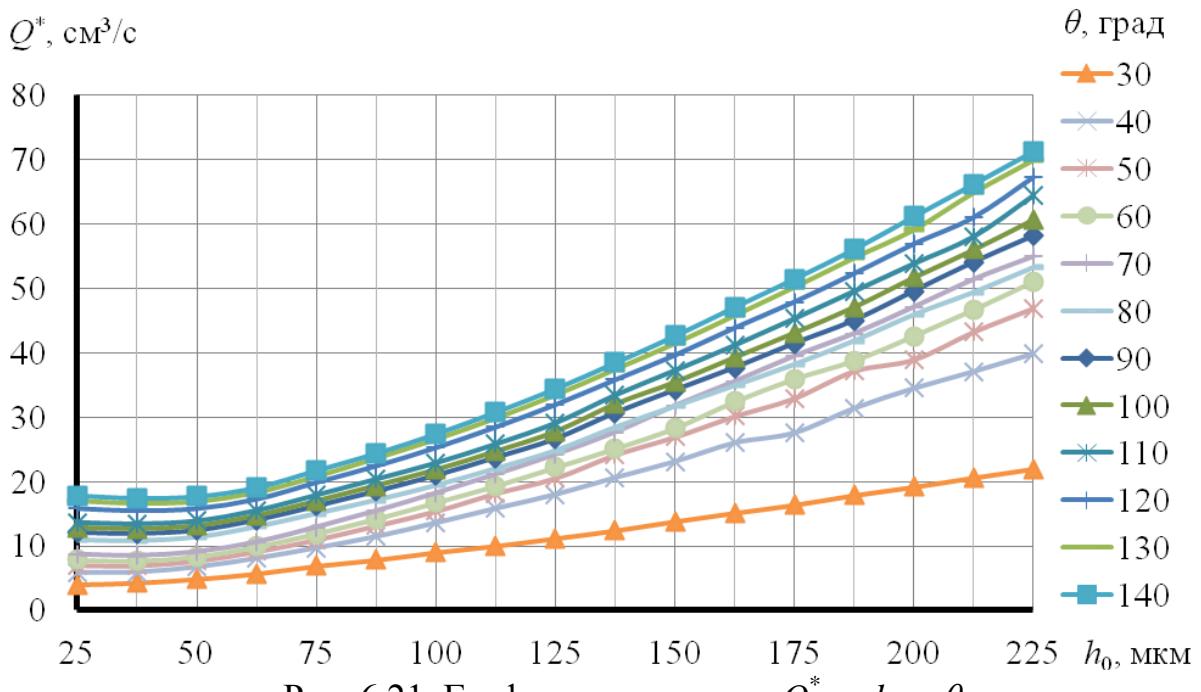


Рис. 6.21. График зависимости  $Q^*$  от  $h_0$  и  $\theta$

Таблица 6.13. Зависимость  $Q^*$  (см<sup>3</sup>/с) от  $h_0$  и  $\theta$

$h_0$ , мкм	$\theta$ , град											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
25,0	4,04	5,89	7,04	7,85	8,67	10,90	12,05	12,84	13,63	15,89	17,03	17,82
37,5	4,31	5,93	6,98	7,73	8,47	10,77	11,88	12,64	13,42	15,56	16,66	17,42
50,0	4,89	6,73	7,71	8,39	9,07	11,34	12,39	13,14	13,89	15,89	16,94	17,68
62,5	5,72	8,06	9,16	9,92	10,59	12,95	13,99	14,69	15,50	17,34	18,34	19,07
75,0	6,92	9,68	10,98	11,94	12,90	15,00	16,16	16,98	17,89	19,93	20,83	21,72
87,5	7,86	11,44	13,17	14,22	15,43	17,09	18,45	19,36	20,36	22,47	23,65	24,37
100,0	9,03	13,57	15,41	16,76	18,18	19,37	20,91	21,84	22,88	25,31	26,59	27,39
112,5	10,03	15,81	18,17	19,34	21,09	21,99	23,70	24,69	25,81	28,49	29,87	30,78
125,0	11,20	17,98	20,55	22,20	24,19	24,76	26,61	27,77	29,08	31,97	33,47	34,41
137,5	12,42	20,60	24,15	25,12	27,62	28,40	30,65	32,04	33,40	35,81	37,46	38,45
150,0	13,83	23,10	26,93	28,29	31,76	31,66	34,19	35,44	37,24	39,62	41,48	42,61
162,5	15,15	26,01	30,14	32,40	35,53	34,88	37,68	39,30	41,15	43,86	45,81	47,10
175,0	16,38	27,57	32,93	35,92	39,48	38,17	41,45	43,12	45,28	47,88	50,22	51,48
187,5	17,88	31,39	37,15	38,76	42,96	41,82	45,02	47,12	49,53	52,27	54,77	56,07
200,0	19,18	34,49	38,94	42,57	47,08	45,89	49,58	51,72	53,82	56,86	59,14	61,18
212,5	20,61	37,10	43,23	46,66	51,38	49,36	54,07	56,03	58,01	60,97	64,90	66,19
225,0	21,97	39,86	46,88	51,00	54,91	53,22	58,14	60,72	64,39	67,17	69,96	71,27

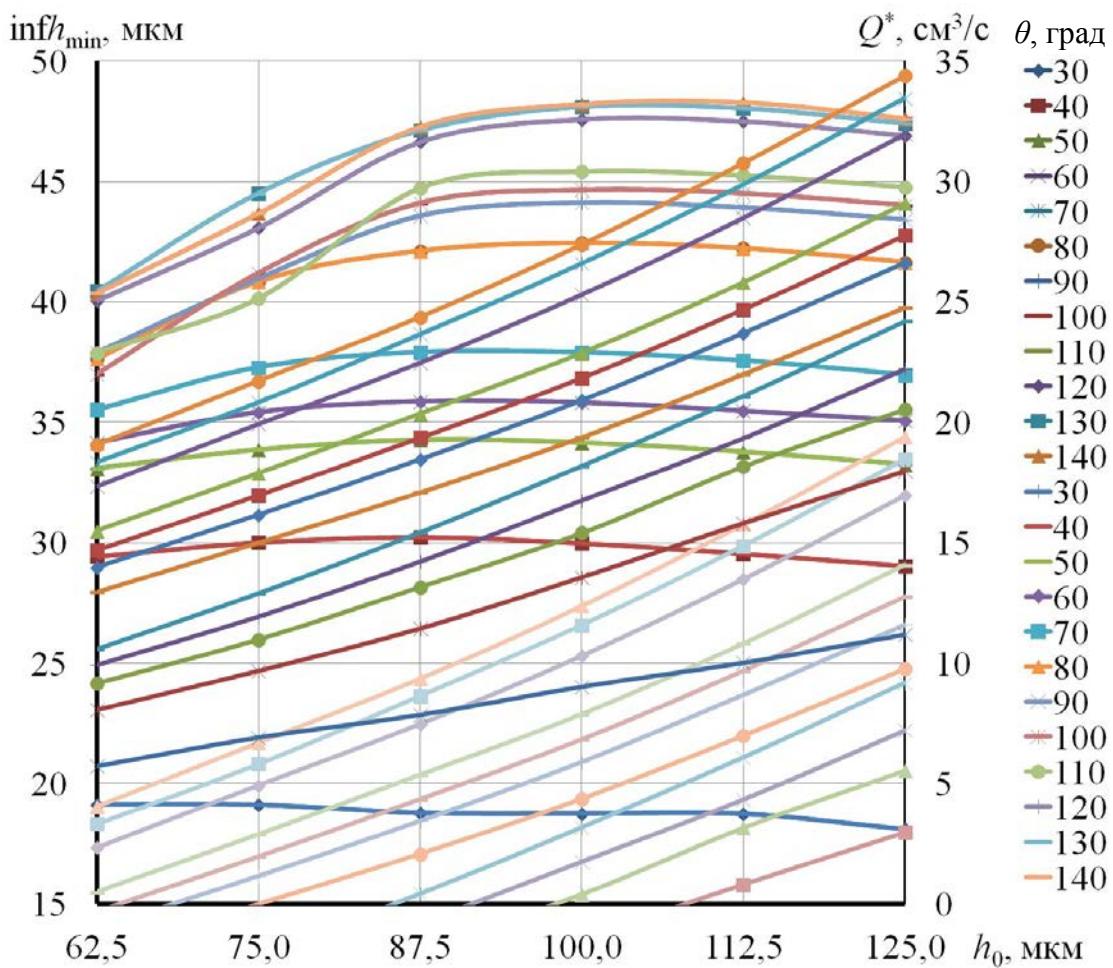


Рис. 6.22. Наложение графиков зависимостей  $\inf h_{\min}$  и  $Q^*$  от  $h_0$  и  $\theta$

В табл. 6.14 представлены результаты расчетов ГМХ для исходной и рекомендуемой конструкции сопряжения, из которой видно, что расчетные значения потерь на трение и расхода смазки в направлении камеры сгорания для рекомендуемой конструкции сопряжения снижаются на 10 % и 70 % соответственно. Среднее значение толщины смазочного слоя снижается на 45 %, однако такое падение не носит отрицательного характера, поскольку значение  $h_{\min}^*$  все равно остается достаточно высоким, а минимальная величина толщины смазочного слоя возрастает на 5 %.

Кроме того, улучшить значения ГМХ сопряжения можно подбором более рационального профиля юбки поршня в осевом направлении в процессе решения задачи оптимизации.

Таблица 6.14. Сравнение результатов расчета ГМХ для вариантов конструкции сопряжения

Вариант конструкции	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , м <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$\text{supp}_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа
исходный	463,96	76,48	36,13	124,68	5,53	1,29
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$	419,07	18,18	37,90	68,54	6,23	1,57

Объект оптимизации – система «юбка поршня – смазочный слой – цилиндр» дизеля 6ЧН15/16. Оптимизация проводилась для режима максимальной мощности  $N_{\max}$ . Описание геометрии профиля юбки поршня проводится способом, описанным в главе 4. Форма профиля поршня и положение относительно цилиндра определяют характерную толщину смазочного слоя. На параметры профиля накладывались следующие ограничения, связанные со способом задания профиля:

$$\begin{aligned} h_{1i} &\neq 0, h_{2i} \neq 0, h_{1i} \neq h_{2i}; \\ m_i &\neq 0, m_i \neq \pm a; \\ m_i &> 0 \text{ при } h_1 > h_2; \\ m_i &< 0 \text{ при } h_1 < h_2; \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$l_i(h_{1i}, h_{2i}, m_i) \geq 2. \quad (6.3)$$

На первом этапе оптимизации геометрических параметров поршня, отыскивалась точка ЛПт - последовательности и определялись параметры  $h_0$ ,  $h_{1i}$ ,  $h_{2i}$ ,  $Z_{ci}$ . Если точка удовлетворяла ограничениям (6.2), по выражению (2.111) определялись коэффициенты  $k_i$  и  $l_i$  и проверялось ограничение (6.3). Если оно выполнялось, то производился расчет динамики поршня на смазочном слое в цилиндре. В большинстве случаев достаточными оказываются 256 расчетов, по результатам которых составлялась таблица испытаний.

На втором этапе уточнялись критериальные ограничения на основе анализа таблицы испытаний:

$$h_{\min}^* \geq h_{\min}^*, p_{\max}^* \leq p_{\max}^*, N^* \leq N^*, Q^* \leq Q^* \quad (6.4)$$

где  $h_{\min}^*$ ,  $p_{\max}^*$ ,  $N^*$ ,  $Q^*$  – уточненные критериальные ограничения.

На третьем этапе производилась проверка условий (6.4). Если эти условия не выполнялись, осуществлялся возврат ко второму этапу и делались уступки при назначении ограничений или увеличивалось число пробных точек. Наконец, если при неоднократном увеличении числа пробных точек условия (6.4) всё же не выполнялись, считалось, что выбранные критериальные ограничения несовместны.

Если условия (6.4) выполнялись, из рассмотрения исключались неэффективные точки, оставшиеся считались Парето-оптимальными. При необходимости для улучшения полученных результатов в окрестности выбранной точки производились дополнительные расчеты.

Для сравнения была проведена оптимизация как исходной конструкции, так и конструкции с рекомендованными значениями  $h_0$  и  $\theta$ . Кроме того, для каждой конструкции оптимизация проводилась в двух вариантах: 1) юбка поршня оставалась симметричной; 2) для нагруженной и ненагруженной стороны юбки поршня подбирались разные профили (ассиметричные юбки). Для сокращения числа расчетов решение задачи оптимизации разбивалось на два шага. Поиск нового профиля поршня в осевом направлении производился на первом шаге в окрестности точки  $Y = (X^Y_1, X^Y_2, \dots, X^Y_n)$ , где  $X^Y_1, X^Y_2, \dots, X^Y_n$  – параметры профиля поршня.

Для зондирования пространства параметров системы на первом шаге проведено по 256 расчетов траектории поршня. В качестве критериальных ограничений брались расчетные характеристики исходной конструкции поршня:  $N^* = 463,96$  Вт,  $Q^* = 76,48$  см<sup>3</sup>/с. Данным критериальным ограничениям удовлетворяет ряд точек, из множества которых были выбраны точки, для которых  $\inf h_{\min}^*$  принимает наибольшие значения.

В табл. 6.15 представлены результаты расчетов ГМХ для исходной и рекомендуемой конструкции сопряжения до и после оптимизации. На рис. 6.23 – 6.26 приведены зависимости минимальной толщины

смазочного слоя  $h_{\min}$ , гидродинамических давлений  $p_{\max}$ , потерю мощности на сопротивление движению  $N$  и расхода смазки в направлении камеры сгорания  $Q$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ .

Из полученных результатов видно, что оптимизация геометрических параметров непосредственно исходной конструкции ТС «поршень – цилиндр» дизеля способствует улучшению ГМХ до 7%, оптимизация конструкции с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$  позволяет дополнительно улучшить ГМХ на величину до 20 %.

Таблица 6.15. Сравнение результатов расчета ГМХ для вариантов конструкции сопряжения до и после оптимизации

Вариант конструкции	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	$\inf h_{\min}$ , мкм	$h_{\min}^*$ , мкм	$supp_{\max}$ , МПа	$p_{\max}^*$ , МПа
исходный	463,96	76,48	36,13	124,68	5,533	1,293
исходный оптимизированный, с симметричной юбкой поршня	455,89	69,90	21,46	127,65	5,966	1,364
исходный оптимизированный, с асимметричной юбкой поршня	450,23	68,88	36,41	129,65	5,690	1,277
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$	419,07	18,18	37,90	68,54	6,233	1,572
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$ оптимизированный, с симметричной юбкой поршня	389,95	16,07	41,23	69,05	5,681	1,419
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$ оптимизированный, с асимметричной юбкой поршня	408,21	14,46	40,14	66,74	5,633	1,355

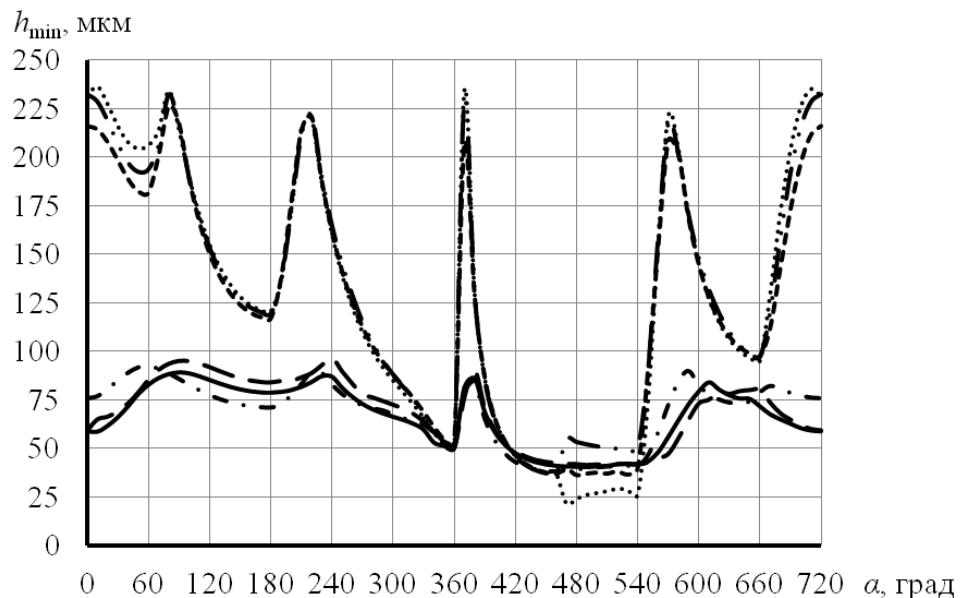


Рис. 6.23. Зависимость  $h_{\min}$  от угла поворота коленчатого вала:

- · — · — исходный профиль;
- исходный оптимизированный симметричный профиль;
- · — · — исходный оптимизированный асимметричный профиль;
- · · · · — профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — — оптимизированный симметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — оптимизированный асимметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$

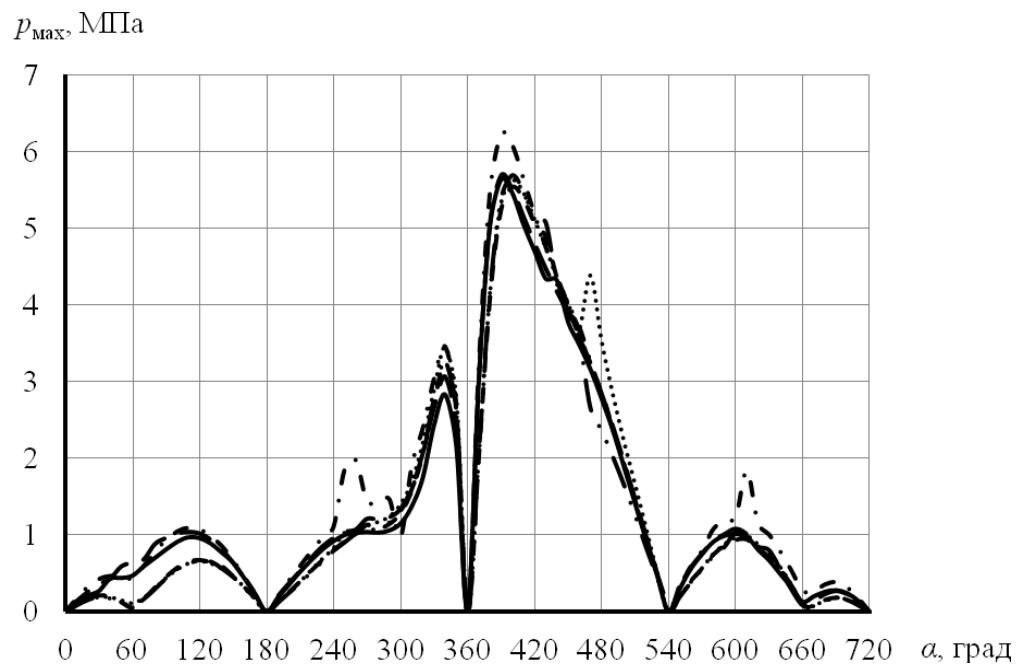


Рис. 6.24. Зависимость  $p_{\max}$  от угла поворота коленчатого вала:

- · — · — исходный профиль;
- исходный оптимизированный симметричный профиль;
- · — · — исходный оптимизированный асимметричный профиль;
- · · · · — профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — — оптимизированный симметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — оптимизированный асимметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$

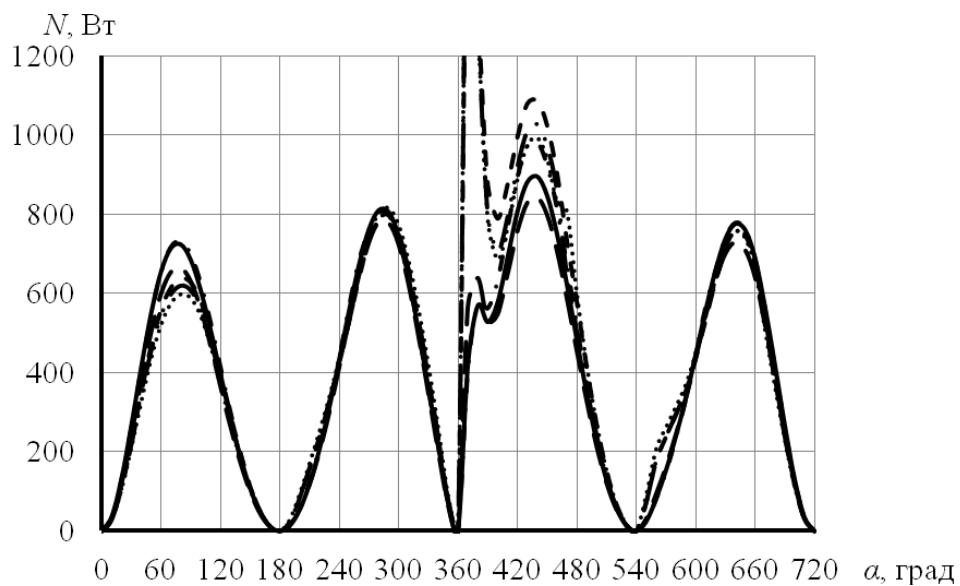


Рис. 6.25. Зависимость  $N$  от угла поворота коленчатого вала:

- исходный профиль;
- — исходный оптимизированный симметричный профиль;
- · — · — исходный оптимизированный асимметричный профиль;
- · · · — профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — — оптимизированный симметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — оптимизированный асимметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$

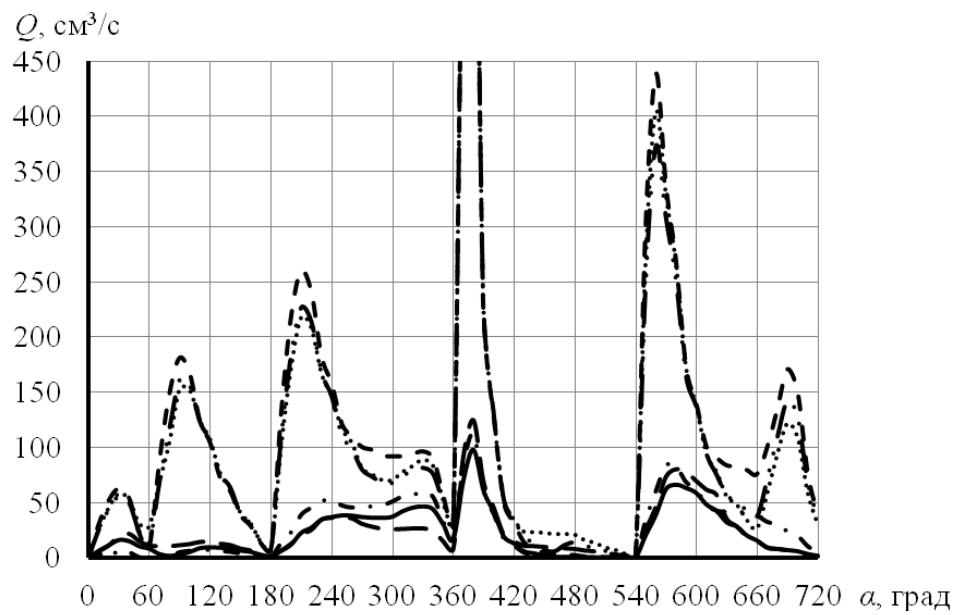


Рис. 6.26. Зависимость  $Q$  от угла поворота коленчатого вала:

- исходный профиль;
- — исходный оптимизированный симметричный профиль;
- · — · — исходный оптимизированный асимметричный профиль;
- · · · — профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — — — оптимизированный симметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$ ;
- — оптимизированный асимметричный профиль с рекомендованными  $h_0$  и  $\theta$

В табл. 6.16 приведены параметры профилей юбок всех рассмотренных конструкций для нагруженной и ненагруженной сторон, в табл. 6.17 – полученные на их основе отклонения профилей от цилиндричности в горячем состоянии, которые можно использовать для производства предложенных конструкций поршня.

Таблица 6.16. Параметры профилей юбок вариантов конструкции

Вариант конструкции	$k_1$	$l_1$	$m_1$	$k_2$	$l_2$	$m_2$
исходный	0,572	2,047	-0,076	0,572	2,047	-0,076
исходный оптимизированный, с симметричной юбкой поршня	0,560	1,891	-0,338	0,560	1,891	-0,338
исходный оптимизированный, с асимметричной юбкой поршня	0,647	2,126	-0,279	0,749	2,762	-0,135
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$	1,357	2,047	-0,076	1,357	2,047	-0,076
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$ оптимизированный, с симметричной юбкой поршня	0,728	1,170	-0,374	0,728	1,170	-0,374
с рекомендованными $h_0$ и $\theta$ оптимизированный, с асимметричной юбкой поршня	0,555	1,086	-0,355	0,475	2,015	-0,213

Таблица 6.17. Отклонения от цилиндричности профилей юбок вариантов конструкции в горячем состоянии

Высота юбки поршня, мм	Отклонение от цилиндричности профиля юбки поршня в горячем состоянии							
	исходный оптимизированный симметричный профиль		исходный оптимизированный асимметричный профиль		оптимизированный симметричный профиль с рекомендованным и $h_0$ и $\theta$ ;		оптимизированный асимметричный профиль с рекомендованным и $h_0$ и $\theta$	
	нагр.	ненагр.	нагр.	ненагр.	нагр.	ненагр.	нагр.	ненагр.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
82	6,77	6,77	9,37	15,44	21,84	21,84	20,93	12,39
81	5,96	5,96	8,40	14,09	19,85	19,85	19,28	11,41
78,5	4,14	4,14	6,22	11,07	14,99	14,99	15,19	9,14
73,5	1,42	1,42	2,89	6,34	5,99	5,99	7,27	5,35
68,5	0,00	0,00	0,84	3,15	0,00	0,00	0,00	2,57
63,5	0,10	0,10	0,00	1,23	7,65	7,65	4,44	0,79
58,5	1,68	1,68	0,17	0,28	16,86	16,86	12,18	0,00
53,5	4,54	4,54	1,42	0,00	26,89	26,89	20,32	0,18
48,5	8,62	8,62	3,91	0,00	37,49	37,49	28,72	1,34

Окончание таблицы 6.17

1	2	3	4	5	6	7	8	9
43,5	13,87	13,87	7,72	0,31	48,54	48,54	37,30	3,50
38,5	20,26	20,26	12,90	1,28	59,96	59,96	46,05	6,66
33,5	27,76	27,76	19,50	15,44	71,72	71,72	54,93	10,83
28,5	36,36	36,36	27,56	14,09	83,76	83,76	63,91	16,01
23,5	46,04	46,04	37,09	11,07	96,05	96,05	73,00	22,20
18,5	56,77	56,77	48,14	6,34	108,58	108,58	82,18	29,41
13,5	68,56	68,56	60,72	3,15	121,32	121,32	91,44	37,64
8,5	81,39	81,39	74,85	1,23	134,25	134,25	100,77	46,90
3,5	95,25	95,25	90,55	0,28	147,38	147,38	110,17	57,17
0,5	104,05	104,05	100,74	0,00	155,33	155,33	115,85	63,83
0	105,55	105,55	102,49	0,00	156,66	156,66	116,79	64,97

## 6.5. Обоснование конструктивных параметров опор скольжения роторов турбокомпрессоров ДВС

Расчетные исследования выполнялись с использованием геометрических и входных параметров для упорного подшипника скольжения ТКР-8,5С («Турботехника», г. Протвино)

Для оптимизации процесса численных исследований по поиску наилучших параметров обработки сегментов упорных ПС в форме ступеньки Рэлея и нанесением на его части поверхности лазерного текстурирования воспользуемся методом «Крутого восхождения», который основывается на результатах, полученных методом дробных реплик [156]. Критерием оптимальности принята функция отклика:  $W = y$  – несущая способность.

В качестве влияющих факторов были выбраны следующие параметры обработки поверхности упорного ПС:  $x_1 = h_p/r_p$ ;  $x_2 = S_p$ ;  $x_3 = \alpha$ ;  $x_4 = l_2/l$ ;  $x_5 = h_{step}/h_y$ . Воспользовавшись планированием типа  $2^{5-2}$  (метод дробных реплик) запишем значения влияющих факторов в виде кодированных переменных:  $x_1 = X_1$ ;  $x_2 = X_2$ ;  $x_3 = X_3$ . Значения для факторов  $X_4$  и  $X_5$  запишем в виде генерирующих соотношений:

$$X_4 = -X_1 X_2; \quad (6.5)$$

$$X_5 = X_1 X_2 X_3. \quad (6.6)$$

С учетом (6.5) и (6.6) уравнение для целевой функции имеет вид:

$$y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 - b_{12} X_1 X_2 + b_{13} X_1 X_3 X_2. \quad (6.7)$$

Для начала движения к оптимуму был определен центр плана (табл. 6.18).

Таблица 6.18. Основные характеристики плана опытов

Характеристики	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$
Основной уровень	0,25	0,5	0,5	0,25	0,8
Интервал варьирования	0,06	0,1	0,1	0,05	0,2
Верхний уровень	0,43	0,8	1	0,5	1,2
Нижний уровень	0,07	0,1	0,1	0,2	0,4

Матрица планирования эксперимента типа  $2^{5-2}$  (табл. 6.19):

Таблица 6.19. Матрица планирования эксперимента

№	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$-X_1 X_2$	$X_1 X_2 X_3$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$y_i$
1	—	—	—	—	—	0,19	0,4	0,4	0,2	0,6	65.35
2	+	—	—	+	+	0,31	0,4	0,4	0,3	1,0	79.3
3	—	+	—	+	+	0,19	0,6	0,4	0,3	1,0	79.45
4	+	+	—	—	—	0,31	0,6	0,4	0,2	0,6	70.04
5	—	—	+	—	+	0,19	0,4	0,6	0,2	1,0	63.77
6	+	—	+	+	—	0,31	0,4	0,6	0,3	0,6	89.23
7	—	+	+	+	—	0,19	0,6	0,6	0,3	0,6	90.26
8	+	+	+	—	+	0,31	0,6	0,6	0,2	1	67.11

Коэффициенты регрессии определяли по следующим формулам:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j, \quad (6.8)$$

где  $N$  – число опытов;  $j$  – № опыта;  $i, l, m$  – № фактора.

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{ji} y_j, \quad (6.9)$$

$$b_{im} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{jl} X_{jm} y_j, \text{ где } l \neq m. \quad (6.10)$$

Таким образом коэффициенты регрессии в окончательном виде:

$$b_0 = \frac{1}{32}(y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5), \quad (6.11)$$

$$b_1 = \frac{1}{32}(-y_1 + y_2 - y_3 + y_4 - y_5), \quad (6.12)$$

$$b_2 = \frac{1}{32}(-y_1 - y_2 + y_3 + y_4 - y_5), \quad (6.13)$$

$$b_3 = \frac{1}{32}(-y_1 - y_2 - y_3 - y_4 + y_5), \quad (6.14)$$

$$b_{12} = \frac{1}{32}(y_1 - y_2 - y_3 + y_4 + y_5), \quad (6.15)$$

$$b_{123} = \frac{1}{32}(-y_1 + y_2 + y_3 - y_4 + y_5). \quad (6.16)$$

После проверки значимости коэффициентов регрессии показала, что все линейные коэффициенты существенно влияют на величину целевой функции.

Уравнение регрессии для расчета несущей способности в кодированных переменных:

$$y = 75,564 + 0,856X_1 + 1,151X_2 + 2,029X_3 - 0,05X_1X_2 + 0,2X_1X_2X_3. \quad (6.17)$$

Уравнение 4.13 с подстановкой физических значений влияющих факторов:

$$y = 14,764 + 76,92x_1 + 41,11x_2 + 40,58x_3 - 50x_4 + 20x_5$$

При выборе шага движения при выполнении расчетов за основу был принят шаг, характеризующий наиболее существенное изменение целевой функции – величина текстурированной части сегмента ( $\alpha$ ).

Примем шаг движения на крутом восхождении  $\Delta x_3^* = 0,1$ , тогда коэффициент для перерасчета шагов для других факторов

$$\gamma = \frac{\Delta x_3^*}{b_3 \Delta x_3}.$$

$$\Delta x_2^* = \gamma b_2 \Delta x_2, \quad (6.18)$$

$$\Delta x_3^* = \gamma b_3 \Delta x_3, \quad (6.19)$$

$$\Delta x_4^* = \gamma b_4 \Delta x_4, \quad (6.20)$$

$$\Delta x_5^* = \gamma b_5 \Delta x_5. \quad (6.21)$$

Характеристики эксперимента представлены в табл. 6.20.

После получения шагов движения на «крутом восхождении» было проведено исследования по поиску оптимальных значений влияющих факторов. Результаты данного исследования представлены в табл. 6.21.

Таблица 6.20. Характеристики эксперимента

Характеристики	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$
Центр плана	0,25	0,5	0,5	0,25	0,8	0	0	0	0	0
Интервал варьирования	0,06	0,1	0,1	0,05	0,2	1	1	1	1	1
Шаг движения	0,051	0,14	0,1	-0,01	-0,014	1	1	1	1	1

Дальнейшее движение по градиенту в этой серии опытов не проводилось, т.к. в следующем (девятом) опыте результат был хуже. Анализ результатов крутого восхождения показал, что оно оказалось не эффективным, т.к. область оптимума находилась далеко от области экспериментов.

Таблица 6.21. Результаты «Крутого восхождения»

1	0.25	0.50	0.50	0.2500	0.80	78.12
2	0.26	0.53	0.55	0.2506	0.81	79.4
3	0.28	0.56	0.60	0.2512	0.82	80.75
4	0.29	0.59	0.65	0.2518	0.83	81.85
5	0.30	0.61	0.70	0.2525	0.84	82.86
6	0.31	0.64	0.75	0.2531	0.85	83.79
7	0.33	0.67	0.80	0.2537	0.86	84.66
8	0.34	0.70	0.85	0.2543	0.87	85.25
9	0.35	0.73	0.90	0.2549	0.88	85.18

Поэтому на втором этапе оптимизации был взят центр плана в области, приближенной к оптимальной. Таким образом, новый центр плана и результаты эксперимента представлены в табл. 6.22.

Таблица 6.22. Второй этап «Крутого восхождения»

Характеристика и номер опыта	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$W, H$
Центр плана	0.19	0.6	0.6	0.3	0.6	90,26
Интервал варьирования	0.060	0.100	0.100	0.05	0.200	—
Шаг движения	0.041	0.03	0.050	0.1	0.05	—
Опыты						
1	0.23	0.63	0.65	0.40	0.65	102.80
2	0.27	0.66	0.70	0.50	0.70	110.50

В результате процесса оптимизации параметров обработки сегмента в форме ступеньки Рэлея с нанесением на его части поверхности лазерного текстурирования удалось повысить несущую способность упорного ПС на 17,2 % от 78,12 до 110,5 Н. Значения параметров, при которых было достигнуто повышение несущей способности сопряжения, следующие:  $h_p/r_p = 0,27$ ;  $S_p = 0,66$ ;  $\alpha = 0,7$ ;  $l_2/l = 0,5$ ;  $h_{step}/h_y = 0,7$ . Эпюра распределения гидродинамических давлений в смазочном слое для такого подшипника изображена на рис. 6.27.

Преимущество разработанной конструкции (с оптимальными параметрами) было продемонстрировано на примере сравнения результатов расчета несущей способности и максимального давления для четырех форм сегментов (рис. 6.28): I – лазерное текстурирование поверхности, II – наклонная поверхность, III – «ступенька Рэлея», IV – «ступенька Рэлея» с лазерным текстурированием поверхности. Результаты сравнения представлены в табл. 6.23.

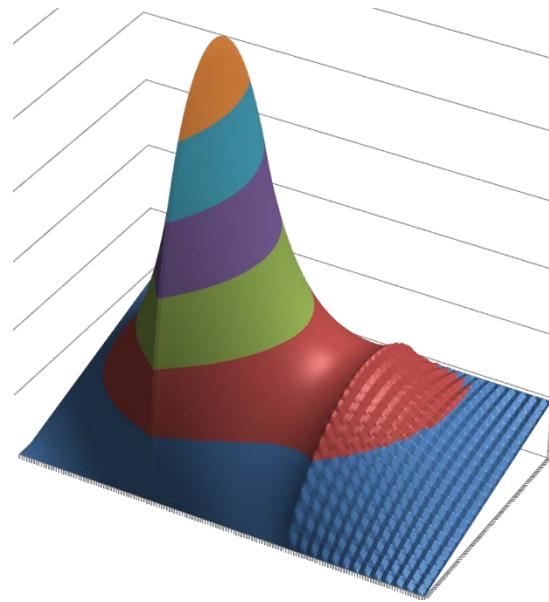


Рис. 6.27. Эпюра распределения гидродинамических давлений в смазочном слое для одного сегмента упорного ПС в форме «ступеньки Рэлея» и лазерным текстурированием нижней части поверхности

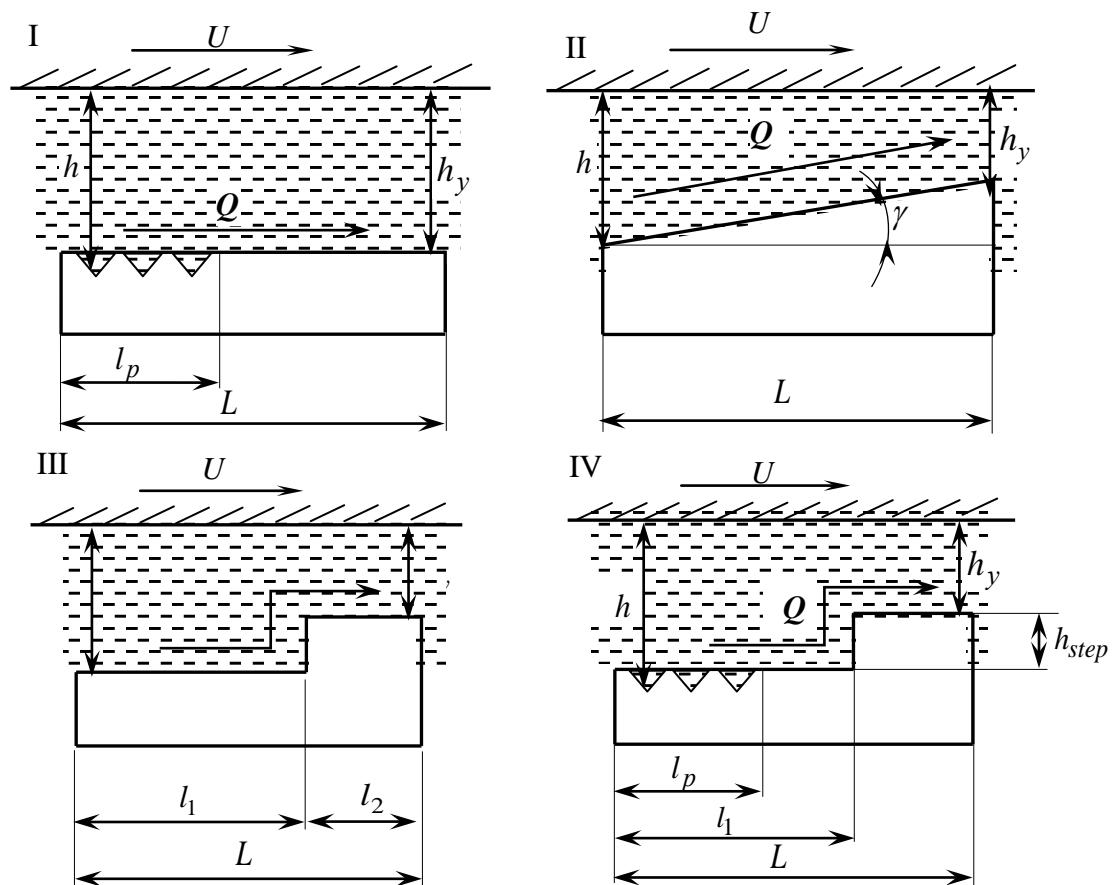


Рис. 6.28. Схемы сегментов с различной формой поверхности

Таблица 6.23. Зависимость максимального давления и несущей способности от формы поверхности сегментов упорного ПС

Характеристики	Конструкция подпятника			
	I	II	III	IV
$P_{\max}/P_{\max_{IV}}$	0,62	0,66	0,99	1
$W/W_{IV}$	0,47	0,59	0,60	1

## ВЫВОДЫ

1. Представлены комплексы программ, созданные на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики и смазки ГСТС ДВС.
2. Выполнены расчетные параметрические исследования основных видов макроотклонений геометрии вкладышей и шейки на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15. Показано неоднозначное влияние овальности и трехвершинной огранки вкладышей и шейки на ГМХ. Так, при овальных вкладышах и круглой шейке заметно увеличиваются  $\inf h_{\min}$ ,  $h_{\min}^*$ , величина  $\sup p_{\max}$  снижается, что, как известно, способствует уменьшению износа поверхностей трения подшипника. При расположении большей оси овала подшипника перпендикулярно оси шатуна величина  $\inf h_{\min}$  принимает недопустимо малое значение. Наличие одновременно овальности или трехвершинной огранки шейки и овальности вкладышей приводит к снижению значений  $\inf h_{\min}$  и существенно повышают гидромеханические потери на трение в смазочных слоях ( $\approx$  на 25%).

2. Результаты решения оптимизационной задачи показали, что использованием моторного масла Shell Rimula Ultra XT, индекс вязкости которого наиболее близок к полученному расчетами оптимальному значению, а также увеличением давления подачи смазки до 0,6 МПа и уменьшением радиального зазора до 42 мкм, можно увеличить минимальную толщину смазочного слоя  $h_{\min}^*$  и снизить ГД-давления  $p_{\max}^*$  на 20%. При

этом протяженность зоны касания  $\alpha|_{h=1.5}$  не превысит 20% длительности цикла нагружения, что является допустимым.

3. Анализом результатов решения задачи оптимизации параметров серийной конструкции шатунного подшипника двигателя ЧН 12/12 установлено, что хотя они и близки к оптимальным, даже их изменения в пределах 6%, которые вполне возможно реализовать на практике, в том числе, применением конструкции разностенных вкладышей способствуют улучшению ГМХ до 10%, а такая характеристика как  $\alpha|_{h=h_{kp}}$  улучшена выбором оптимальных параметров на 48%.

4. Выполнена оптимизация характеристик шатунных подшипников дизелей ЧН 21/21, ЧН 15/18, ЧН15/16, сопряжения «поршень–цилиндр» дизелей ЧН 13/15, ЧН18,5/21. Показано, что для шатунных подшипников подбором оптимальной вязкостно–температурной характеристики смазки и применением разностенных вкладышей возможно снизить гидродинамические давления в смазочном слое на 16–30% и увеличить его толщину на 16–24%. Для сопряжения «поршень–цилиндр» показана возможность снизить расчетные значения потерь на трение и расхода смазки в направлении камеры на 10 % и 70 % соответственно за счет изменения профиля.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные итоги работы сводятся к следующему.

1. Разработана и реализована методология трибологического анализа гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и комбинированных ДВС с учетом динамики их нагружения, свойств современных смазочных материалов, геометрии поверхностей трения на разных масштабных уровнях, позволяющие обеспечить решение комплекса задач по снижению гидромеханических потерь на трение для повышения ресурса сопряжений, работающих в условиях жидкостного, смешанного и граничного режимов.
2. Применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям тепловых двигателей предложен и научно обоснован метод расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое с учетом регулярной макро- и микрогеометрии поверхностей трения на основе алгоритма сохранения массы, неニュтоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации в смазочном слое. Применение алгоритма сохранения массы с учетом неニュтоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации в смазочном слое при расчете поля гидродинамических давлений в сложнонагруженных трибосопряжениях позволяет установить эффект «масляного голода» и прогнозировать потерю работоспособности подшипника при снижении давления или неудачной схеме подачи смазки в дизеле.
3. Разработан метод расчета динамики и смазки ГСТС дизелей, включающий анализ гидромеханических характеристик, в том числе потерю на трение с учетом регулярной макро- и микрогеометрии контактирующих поверхностей. Установлено, что применение регулярной микрогеометрии позволяет снизить расчетные значения потерь на трение в подшипниках коленчатого вала до 5%, в сопряжении «направляющая поршня–цилиндр» до

20%, а также увеличить несущую способность упорных подшипников ТКР до 13%.

4. Вероятностная модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей трения сложнонагруженных трибосопряжений позволяет описать их изменение в процессе трения как случайный процесс. Это дает возможность оценить эволюцию распределения высот микрорельефа во времени с учетом смазочного слоя, изменение параметров трения и изнашивания коренных подшипников и направляющей поршня дизелей.

5. Уточнена методика моделирования смазочной системы дизеля применением алгоритма сохранения массы, что позволило исследовать режимы масляного голодаания подшипников. Результаты расчета показали расхождение с экспериментом не более 10%

6. Развита модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям тепловых двигателей, базирующаяся на учете молекулярно-механической и энергетической моделей изнашивания. Расчетно-экспериментальная методика позволяет оценить связь коэффициента аккумуляции энергии с линейной интегральной интенсивностью изнашивания поверхностей трения и ресурс сопряжения «направляющая поршня–цилиндр» дизеля в эксплуатации. Для дизеля ЧН 13/15 выполнена оценка его моторесурса в условиях работы в составе бульдозерного агрегата.

7. Разработаны алгоритм и программа расчета гидродинамики сложнонагруженных трибосопряжений дизелей, учитывающих неニュтоновские свойства смазки, регулярную и нерегулярную микро- и макрогоеометрию поверхностей трения. Использование разработанных программных продуктов при проектировании позволяет создавать и модифицировать конструкции сложнонагруженных трибосопряжений двигателей различной размерности. Запатентована конструкция поршня с трибологическим профилем, позволяющая снизить потери на трение и улучшить его охлаждение.

8. Выполнена оптимизация характеристик шатунных подшипников дизелей ЧН 21/21, ЧН 15/18, ЧН15/16, сопряжения «поршень–цилиндр» дизелей ЧН 13/15, ЧН18,5/21. Показано, что для шатунных подшипников подбором оптимальной вязкостно–температурной характеристики смазки и применением разностенных вкладышей возможно снизить гидродинамические давления в смазочном слое на 16–30% и увеличить его толщину на 16–24%.

**Перспективы дальнейшей разработки темы:**

- разработанные методы и алгоритмы расчета ГСТС ДВС в дальнейшем планируется дополнить исходными параметрами и факторами, определяемыми методами молекулярной динамики, что позволит охватить практически все масштабные уровни взаимодействия поверхностей трибосопряжений;
- дополнить модели и методы расчета возможностью учета физико–химических свойств современных и перспективных антифрикционных покрытий ГСТС ДВС.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стратегия развития транспортного машиностроения Российской Федерации на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 17 августа 2017 г. № 1756-р
2. Holmberg K. A. Global energy consumption due to friction in passenger cars / K. Holmberg, P. Andersson, A. Erdemir // *Tribology International* 47(2012). pp. 221–234.
3. Путинцев С.В. Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС / С.В. Путинцев., С.А. Аникин., Р.А. Галата. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. –35 с.
4. Путинцев С.В. Аналитические выражения взаимосвязей механических потерь с топливной экономичностью ДВС / С. В. Путинцев, С. А. Аникин, Р. А. Галата // *Известия вузов. Машиностроение.* – 2000. – № 5-6. – С. 65-68.
5. Путинцев С. В. Аналитико-расчётное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии / С. В. Путинцев, С.А. Аникин, А.С. Ратников // *Автомобильная промышленность* 2018. № 7. С: 13-17
6. Путинцев С. В. Обоснование и постановка задачи сравнительного анализа эффективности гладкой и шероховатой внутренних поверхностей цилиндров поршневых двигателей / С. В. Путинцев, А.Г. Кириллов., А.С. Ратников // *Автомобильная промышленность* 2018. № 3. С: 7-9
7. Lazarev, V. Estimation of the tribotechnical parameters of the "piston skirt-cylinder liner" contact interface from an icengine for decreasing the mechanical losses / V. Lazarev, K. Gavrilov, A. Doikin, G. Vorlaufer // *WIT Transactions on Ecology and the Environment.* 190(1) (2014) 625–635.
8. Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения / В.Л. Попов // М. Физматлит, 2013, 352с. Staffan Johansson, Per H.

- Nilsson, Robert Ohlsson, Bengt-Göran Rosén Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact // Wear, 2011, Vol.271, pp. 625-633.doi:10.1016/j.wear.2010.08.028.
9. Горицкий, Ю.А. Марковский подход к построению моделей взаимодействия шероховатых поверхностей / Ю.А. Горицкий, К.В. Гаврилов, И.А. Мигаль // Вестник Московского энергетического института. – 2019. – № 1. – С. 114–123.
10. Vorlaufer G. Wear quantification by comparison of surface topography data / G. Vorlaufer, S. Ilincic, F. Franek // Encyclopedia of Tribology, Springer, 2012, pp. 4087-4093.
11. Путинцев С.В. Результаты моделирования вторичной кинематики поршня в цилиндре быстроходного дизеля / С. В. Путинцев, А.Г. Кириллов., А.С. Ратников // Тракторы и сельхозмашины 2017. № 12. С: 48-56
12. Рождественский, Ю.В. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, К.В. Гаврилов – М.: Наука, 2018. – 373с.
13. Прокопьев В.Н. Методика и результаты оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, К.В. Гаврилов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2007 – №11(83). – С.14–20.
14. Прокопьев В.Н. Оптимизация параметров сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – №5. – С.79–86.
15. Tung S.C. Automotive tribology over view of current advances and challenges for the future / S.C. Tung, M.L. McMillan // Tribology International, 2004; 37(7), pp. 517–536.

16. Christensen H. A. Theory of Mixed Lubrication / H. A. Christensen.// Proc. Instn. Mech. Engrs. (London), 1972, Vol. 186, p. 421.
17. Tonder K. Simulation of the Lubrication of Isotropically Rough Surfaces / K. Tonder // ASLE Trans., 1977, Vol. 23, №3, pp. 326-333.
18. Берковский Б.М. Разностные методы решения задач теплообмена / Б.М. Берковский, Е.Ф. Ноготов // – Минск: Наука и техника, 1976. – 144 с.
19. Вабищевич П.Н. Монотонные разностные схемы для задач конвекции-диффузии / П.Н. Вабищевич // Дифференциальные уравнения. – Т 30, 1994. – С.503–513.
20. Прокопьев В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения. – Дисс... док. тех. наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, 1985. – 423с.
21. Vaidyanathan K. Numerical prediction of cavitation in non circular journal bearings / K. Vaidyanathan, T.G. Keith // STLE Tribol. Trans., 32 (2) (1989), pp.215–224.
22. Elrod H.G. A Computer Program for Cavitation and Starvation Problems / H.G. Elrod, M.L. Adams // Leeds-Lyon Conference on Cavitation, Leeds Univ. England, 1974 (Available from BHRA, Cranfield, Eng.).
23. Элрод. Алгоритм расчёта зоны кавитации / Элрод // ТАОИМ. – М.: Мир / Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1981. – №3. – С.28–32.
24. Бреве. Теоретическое моделирование паровой кавитации в радиальных подшипниках при динамической нагрузке / Бреве // ТАОИМ. – М.: Мир / Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1984. – №3. – С.118–129.
25. Miranda A.A.S. Oil Flow, Cavitation and Film Reformation in Journal Bearings Including an Interactive Computer-Aided Design Study / A.A.S. Miranda // Ph. D. thesis, Univ. of Leeds, U.K., 1983.
26. Woods M. The Solution of the Elrod Algorithm for a Dynamically Loaded Journal Bearings Using Multigrid Techniques / M. Woods, D.E. Brewe // Tribology Transactions, 1990, Vol.112, pp.52–59.

27. Rohit Paranjipe. A Transient thermohydrodynamic Analysis Fucluding Mass Conserving Cavitation for Dynamically Loaded Journal Bearings / Rohit Paranjipe, Taeyoung Han // Journal of Lubrication Technology, 1995, vol. 117, pp. 369–378.
28. Vijayaraghavan D. Effect of out-of-roundness on the perfomance of a diesel engine connecting-rod bearing / D. Vijayaraghavan, D.E. Brewe, T.G. Keith // ASME J. Tribol., 115 (1993), pp.538–543.
29. Vijayaraghavan D. Effects of type and location of oil groove on the perfomance of journal bearings / D. Vijayaraghavan, T.G. Keith // STLE Tribol. Trans., 35 (1) (1992), pp.98–106.
30. Vincent B. Cavitation In Dynamically Loaded Journal Bearings Using Mobility Method / B. Vincent, P. Maspeyrot, J. Frene // Wear, 1996, Vol.193, pp.155–162.
31. Прокопьев В.Н. Модификации алгоритма Элрода и их применение для расчёта гидродинамических давлений в смазочных слоях сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев // Вестник ЮУрГУ, №6(06), серия “Машиностроение”, 2001. –Вып.1 – С.52–60.
32. Гаврилов К.В. К расчету баланса расхода смазки в шатунном подшипнике коленчатого вала / К.В. Гаврилов // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения. Сб. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003, С. 22–25.
33. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы в задачах статики и динамики опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Вестник ЮУрГУ, №1(17), серия “Машиностроение”, 2003. –Вып.3 – С.43–54.
34. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Наука и технологии: Труды XXII Российской школы // М., 2002.– С.164–176.

- 35.Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин.– М.: Наука. 2004.– №4.– С.32-38.
- 36.Свириденок А.И. Механика дискретного фрикционного контакта / А.И. Свириденок, С.А. Чижик, М.И. Петровец – Минск: «Наука и техника», 1990.– 272 с.
- 37.Чичинадзе А.В. Трение, износ и смазка / А.В. Чичинадзе – М: «Машиностроение», 2003. – 576 с.
- 38.Демкин Н.Б. Контактирование шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин – М.: «Наука», 1970. – 227 с.
- 39.Дьяченко П.Е. Качество поверхности деталей машин / П.Е. Дьяченко., В.Э. Вайнштейн., Т.М. Карпова. О разработке проекта международного стандарта на шероховатость поверхности, сборник № 4.– М.: Изд-во АН СССР, 1959.– с. 3-12.
- 40.Беркович И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения / И.И. Беркович., Д.Г. Громаковский – Самара: Изд-во СГТУ, 2000.– 268 с.
- 41.Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов – М.: «Машиностроение», 1977. – 526 с.
- 42.Greenwood J.A. Contact of Nominally Flat Surfaces / J.A. Greenwood, J.B.P. Williamson // Proceedings of Royal Society, Series A, vol. 295. – “Elsevier” 1966. – pp. 300-319.
- 43.Chang W.R. Adhesion Model for Metallic Rough Surfaces / W.R. Chang., I. Etsion., D.B. Bogy // Journal of Tribology, vol. 110. – “Elsevier”, 1988. – pp. 50-55.
- 44.Chang W.R. Static Friction Coefficient Model for Metallic Rough Surfaces / W.R. Chang., I. Etsion., D.B. Bogy // Journal of Tribology, vol. 110. – “Elsevier” 1988. – pp. 57-63.

45. Chang W.R. An Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces / W.R. Chang., I. Etsion., D.B. Bogy // Journal of Tribology, vol. 109. – “Elsevier” 1987. – pp. 257-263.
46. Whitehouse D.J. The Properties of Random Surfaces of Significance in their Contact / D.J. Whitehouse., J.F. Archard // Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 316, № 1524. – 1970. – pp. 97-121.
47. Onions R.A. The Contact of Surfaces Having a Random Structure / R.A. Onions., J.F. Archard // Applied Physics, vol. 6. – 1973. – pp. 289-304.
48. McCool J.I. Non-Gaussian effects in micro-contact / J.I. McCool // International Journal of Machine Tools of Manufacturer, vol. 32. – 1992. – pp.115-123.
49. Yu N. Static Friction Model for Rough Surfaces with Asymmetric Distribution of Asperity Heights / N. Yu., S.R. Pergade., A.A. Polycarpou // Journal of Tribology, vol. 126. – “Elsevier”, 2004. – pp.626-629.
50. Yu N. Combining and Contacting of Two Rough Surfaces with Asymmetric Distribution of Asperity Heights / N. Yu., A.A. Polycarpou // Journal of Tribology, vol. 126. – “Elsevier”, 2004. – pp. 225-232.
51. Кэндал М., Стюарт А. Теория распределений / М. Кэндал., А. Стюарт– М.: «Наука», 1966.
52. Tayebi N. Modeling the Effect of Skewness and Kurtosis on the Static Friction Coefficient of Rough Surfaces / N. Tayebi., A.A. Polycarpou // Tribology International, vol. 37. – “Elsevier”, 2004. – p. 491-505.
53. Jeng Y.-R. Elastic-Plastic Contact Behaviour Considering Asperity Interactions for Surface With Various Height Distributions / Y.R. Jeng., S.R. Peng // Journal of Tribology, vol. 128. – “Elsevier”, 2006. – p. 245-251.
54. Демкин Н.Б. Исследование контакта двух шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин // Трение и износ, том 11, № 6. – Гомель: Институт механики металлокомпозитных систем им. В.А. Белого, 1990. – с. 1002-1006.

- 55.Демкин Н.Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей.– М.: Изд-во АН СССР, 1962.
- 56.Левин Б.М. Контактный метод измерения микрогеометрии поверхностей / Б.М. Левин– М.: «Машиностроение», 1950.
- 57.Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин / Э.В. Рыжов – М.: «Машиностроение», 1966.
- 58.Дерягин Б.В., Абрикосова И.И. Прямые измерения молекулярного притяжения между твердыми телами в вакууме / Б.В. Дерягин., И.И. Абрикосова // Доклады АН СССР, том 108, №2. – М.: Изд-во АН СССР, 1954.
- 59.Качество поверхностей деталей машин / отв.ред. Дьяченко П.Е., сборник №3. – М.: Изд-во АН СССР, 1958. – с. 23-27.
- 60.Тененбаум М.М. Анализ изменений шероховатости обработанных поверхностей / М.М. Тененбаум // Заводская лаборатория, №2. – М.: «Тест-ЗЛ», 1950. – с. 204-207.
- 61.Боуден Ф.П., Тэйбор Д. Трение и смазка твердых тел / Ф.П. Боуден., Д. Тэйбор – пер. с англ.– М.: «Машиностроение», 1968. – 543 с.
- 62.Качество поверхностей деталей машин / отв.ред. Дьяченко П.Е., сборник №1. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – с. 5.
- 63.Fantino, B. Charge tournante et defauts de forme en regime transitoire Mecanique / B. Fantino, J. Frene // Materiaux Electricite Revue du GAMI 308–309. – 1975. – pp. 40–44.
- 64.Berthe, D. Influence of the shape defects and surface roughness on the hydrodynamics of lubricated systems / D. Berthe, B. Fantino, J. Frene, M. Godet // Journal of Mechanical Engineering Science, Institution of Mechanical Engineers. – 1974. – Vol.16. – P. 156–159.
- 65.Berthe, D. Equation de l'ecoulement laminaire entre deux paroix rapproches en mouvement relative / D. Berthe, M. Godet // C. R. Academie des Sciences, Paris. – 1971. – Vol. 272. – pp. 1010 – 1013.

66. Abramovitz S. Theory for a slider bearing with a convex pad surface: side flow neglected / S. Abramovitz // J. Franklin Inst. – 1955. – Vol. 259. – pp. 221–233.
67. Purday. An introduction to the mechanics of viscous flow / Purday // HPF London: Constable Publisher. – 1949.
68. Pinkus. O. Theory of hydrodynamic lubrication / O. Pinkus, B. Sternlicht // New York: McGraw-Hill. – 1961.
69. Bagci, C. Hydrodynamic lubrication of finite slider bearings: effect of one-dimensional film shape and their computer aided optimum designs / C. Bagci, A.P. // Singh J Lubric Techno. – 1983. – Vol. 105. – pp. 48–66.
70. Gethin, D.T. Lubricant inertia effects and recirculatory flow in load-capacity optimized thrust pad bearings / D.T. Gethin // ASLE Trans. – 1987. – Vol. 30. – pp. 254–260.
71. Hargreaves, D.J. Surface waviness effects on the load carrying capacity of rectangular slider bearings / D.J. Hargreaves // Wear. – 1991. – 145. pp. 137–151.
72. Das, N.C. A study of optimum load capacity of slider bearings lubricated with power law fluids / N.C. Das // Tribol Int. – 1999. – Vol. 32. pp. 435–441.
73. Naduvinamani, N.B. Hydrodynamic lubrication of rough slider bearings with couple stress fluids / N.B. Naduvinamani, S.T. Fathima, P.S. Hiremath // Tribol Int. – 2003.
74. Charitopoulos, A.G. Effects of manufacturing errors on tribological characteristics of 3-D textured micro- thrust bearings / A.G. Charitopoulos, E.E. Efstathiou, C.I. Papadopoulos, P.G. Nikolakopoulos, L. Kaiktsis // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2013. – Vol. 6. – pp. 128–142.
75. Andharia, P.L. On the shape of the lubricant film for the optimum performance of a longitudinal rough slider bearing / P.L. Andharia, J.L. Gupta, G.M. Deheri // Indus Lubric Tribol. – 2000. – Vol. 52. – pp. 273–279.

76. Andharia, P.L. Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication of slider bearings / P.L. Andharia, J.L. Gupta, G.M. Deheri // *Tribo Trans.* – 2001. – Vol. 44. – P. 291–298.
77. Huynh, P.B. Numerical study of slider bearings with limited corrugation / P.B. Huynh // *ASME J Tribol.* – 2005. – Vol. 127. pp. 582–595.
78. Hamilton, D.B. A theory of lubrication by micro-irregularities / D.B. Hamilton, J.A. Walowitz, C.M. Allen // *Trans ASME, Journal of Basic Engineering.* – 1966. – Vol. 88(1). – pp. 177 – 185
79. Anno, J.N. Microasperity lubrication / J.N. Anno, J.A. Walowitz, C.M. Allen // *Journal of Lubrication Technology.* – 1968. – Vol. 4. – pp. 351-356.
80. Дулан Э. Равномерные численные методы решения задач с пограничным слоем / Э. Дулан., Дж. Миллер., У. Шилдерс – М.: Мир, 1983. – 200 с.
81. Wang, X. The Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi // *Tribology Transactions.* – Vol. 45 (3). – pp. 294–301.
82. Wang, X. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // *Tribology International.* – 2003. – Vol. 36(3). – pp. 189–197.
83. Wang, X. The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // *Tribology International.* – 2001. – Vol. 34(10). – pp. 703–711.
84. Дадаев, С.Г. Нестационарные модели газодинамических подшипников со спиральными канавками: монография / С.Г. Дадаев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – Ч.3. – 430 с. 71.
85. Фуруиси. Несущая способность смазываемых водой плоских упорных подшипников со спиральными канавками / Фуруиси, Суганами, Ямamoto, Токумицу // *Проблемы трения.* – 1985. – Т. 107. № 2. – С. 124–130.

- 86.Lai, T. Development of non-contacting, non-leaking spiral groove liquid face seals / T. Lai // Lubrication Engineering. – 1994. – Vol. 8. – pp. 625–631.
- 87.Muijderman, E. A. Spiral Groove Bearing // Doctoral thesis...– 1964. – New York.
- 88.Brizmer, V. A Laser surface textured parallel thrust bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transactions. – 2003. – Vol. 46(3). – pp. 397–403.
- 89.Etsion, I. A Model for Mechanical seals with regular microsurface structure / I. Etsion, L. Burstein, // Tribology Transactions. – 1996. – Vol. 39(3). – pp. 677–683.
- 90.Etsion, I. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces / I. Etsion, G. Halperin, Y. Greenberg // 15th Int. Conf. on fluid sealing BHR Group, Maastricht. – 1997. – pp. 3–11.
- 91.Etsion, I. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces / I. Etsion, Y. Kligerman, G. Halperin // Tribology Trans. – 1999. – Vol. 42(3). – pp. 511–516.
- 92.Geiger, M. Influence of laser-produced micro-structures on the tribological behaviour of ceramics / M. Geiger, S. Roth, W. Becker // Surface and Coatings Technology. – 1998. Vol. 101(1-3). – pp. 17—22.
- 93.Halperin, G. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces / G. Halperin, Y. Greenberg, I. Etsion //Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Conf. on Fluid Sealing. – 1997. – Maastricht: BHR Group. – pp. 3–11.
- 94.Ronen, A. Friction-reducing surface texturing in reciprocating automotive components / A. Ronen., I. Etsion., Y. Kligerman // Tribology Transactions. – 2001. – Vol. 44(3). – pp. 359–366.
- 95.Ryk, G. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components / G. Ryk., Y. Kligerman., I. Etsion // Tribology Transactions. – 2002. Vol. 45(4). – pp. 444–449.

96. Willis, E. Surface Finish in Relation to Cylinder Liners / E. Willis // Wear. – 1986. – Vol. 109. – pp. 351–366
97. Dumitru, G. Ablation of carbide materials with fem to second pulses / G. Dumitru, V. Romano, H.P. Weber, M. Sentis, W. Marine // Appl. Surf. Sci. – 2003. Vol. 205. – pp. 80–85.
98. Kligerman, Y. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal / Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. – 2001. – Vol. 44(3) – pp. 472–476.
99. Kovalchenko, A. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic / A. Kovalchenko., O. Ajayi., A. Erdemir., G. Fenske., I. Etsion // Trib. Trans. – 2004 – Vol. 47(2) – pp. 299–305.
100. Etsion, I. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal / I. Etsion, G. Halperin // Trib. Trans. – 2002. – Vol. 45(3): pp. 430–436.
101. Bulatov, V. Basics of machining methods to yield wear and fretting resistive surfaces, having regular roughness patterns / V. P. Bulatov, V. A. Krasny, Y. G. Schneider // Wear. – 1997 – Vol. 208 – pp. 132–137.
102. Komvopoulos, K. Adhesion and friction forces in microelectromechanical systems: mechanisms, measurement, surface modification techniques, and adhesion theory / K. Komvopoulos // J. Adhes. Sci. Technol. – 2003 – Vol. 17(4) – pp. 477–517.
103. Бояршинова А.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками. – Дис.... канд. техн. наук / А.К. Бояршинова. – Челябинск, 1993. – 185 с.
104. Задорожная Е.А. Совершенствование и расширение области применения метода расчета динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками. – Дис.... канд. техн. наук / Е.А. Задорожная – Челябинск, 2002. – 171 с.
105. Прокопьев В.Н. Применение безинерционных моделей в задачах динамики опор скольжения коленчатого вала двигателей внутреннего

- сгорания / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Ю.В. Рождественский // Вестник УМОАТ. – Курган, 1998. – №1. – С. 43–47.
106. Прокопьев В.Н. Повышение эффективности алгоритмов расчета выходных параметров сложнонагруженных опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Широбоков // Вестник УМОАТ. – Курган, 1999. – №2. – С. 28–32.
107. Рождественский Ю.В. Связанные задачи динамики и смазки сложно-нагруженных опор скольжения. – Дисс... док.тех. наук / Ю.В. Рождественский – Челябинск, 1999. – 347с.
108. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 403с.
109. Захаров С.М. Гидродинамический и тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя / С.М. Захаров, В.Ф. Эрдман – Вестник машиностроения, 1978, № 5, С.24 – 28.
110. Токарь И.Я. Расчет динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом изменения вязкости смазки / Токарь И.Я., Сиренко В.А. // М.: Машиностроение, 1975, №10, С.9-12.
111. Прокопьев В.Н. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неильтоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов и др. // Вестник ЮУрГУ, №1(41), серия “Машиностроение”, 2005. –Вып.6 – С.17–24.
112. Lund J.W. An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearings. Part I: Theory / J.W. Lund, J. Tonnesen // ASME Journal of Lubrication Technology, 1984, vol. 106, pp. 228–236.
113. Lund J.W. An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearings. Part II: Application / J.W. Lund, J. Tonnesen // ASME Journal of Lubrication Technology, 1984, vol. 106, pp. 237–245.

114. Brandt A., Cruir C.W. Multigrid Algorithms for the Solution of Linear Complementarity. Problems Arising from Free Boundary Problems // SIAM/J.Sci.Stat. Comput.- 1983.-Vol.4.-N 4. pp. 655-684.
115. Курин Л.М. Разработка алгоритмического и программного обеспечения линейного анализа изгибных колебаний роторов турбомашин с учетом перекосов шеек в подшипниках скольжения. – Дисс. ...канд. техн. наук / Л.М. Курин– Челябинск, – 1989. – 206 с.
116. Керк Применение теории короткого подшипника для анализа динамики роторов. Часть 2. Результаты расчета вынужденных колебаний подшипников / Керк, Гантер //Тр. амер. об-ва инж.-мех. Проблемы трения и смазки.-1976.-N1.- С.142-153
117. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дисс... док. тех. наук / В.Н. Прокопьев. // Челябинск, 1985. – 423с.
118. Табарный В.Г. Некоторые методы численного интегрирования и их применение к машинному анализу нелинейных схем / В.Г. Табарный, В.Е. Васинюк, Ю.В. Коляда // Теоретическая электротехника, вып.14, Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1972. – С.57–64.
119. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Широбоков Н.В. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания // Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. –1999.– N 2.– С.23–27.
120. Генка О. Решение упругогидродинамической задачи для динамически нагруженных шатунных подшипников / О. Генка // Проблемы трения и смазки. - 1985. -N 3. - С. 70-76.
121. Vijayaraghavan D. Development and Evaluation of a Cavitations Algorithm / D. Vijayaraghavan, T.G. Keith // Tribology Transactions, 1989, Vol.32, №2, pp.225–233.

122. Попов Г.П. Повышение работоспособности шатунных подшипников тракторного двигателя на основе оптимизации их основных параметров: Автореф. дис.... канд. техн. наук / Г.П. Попов. – Л., 1980. – 20 с.
123. Paydas A. A Flow-Continuity Approach to the Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings / A. Paydas, E.H. Smith // Proc. Inst. Mech. Engrs. – 1992, Vol. 206, Part C, pp.57–69.
124. Анисимов В.Н. К расчету сложнонагруженных опор скольжения с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника / В.Н. Анисимов // Сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ– 1982. – №276.–С.13–32.
125. Серве Х. Влияние нагнетания смазки на характеристики полных радиальных подшипников конечной длины / Х. Серве // Проблемы трения и смазки. –1969. –№3. –С.190–199.
126. Paranjpe R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology, 1992, Vol. 114, pp. 736-744.
127. Chao Zhang. Transient Non-Newtonian Thermohydrodynamic Mixed Lubrication of Dynamically Loaded Journal Bearings / Zhang. Chao, H.S. Chang. // Transactions of the ASME, Vol. 122, 2000, pp. 156-161.
128. Rustogi A., Gupta R.K. Accounting for lubricant shear thinning in the design of short journal bearings / A. Rustogi., R.K. Gupta // J. Rheol, 1991, Vol. 35, pp. 589-603.
129. Vencl, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencl, A. Rac // Engineering Failure Analysis. – 2014 – Vol.44. – pp. 217-228.
130. Javorova. J. Analysis of HD Journal-Bearings Considering Elastic Deformation and NonNewtonian Rabinowitsch Fluid Model / J. Javorova, A. Mazdrakova, I. Andonov and A. Radulescu. // Tribology in Industry, vol. 38, no. 2, pp. 186-196, 2016.

131. Путинцев С.В. Анализ и постановка задачи маслоснабжения цилиндра четырехтактного поршневого двигателя / С. В. Путинцев // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 11. – С. 24-27.
132. Задорожная Е.А. Применение неильтоновских 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.
133. Чичинадзе А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / А.В. Чичинадзе – М.: Машиностроение, 2001. 664с.
134. Vorlaufer G. Wear quantification by comparison of surface topography data / G. Vorlaufer, S. Ilincic, F. Franek and A. Pauschitz // Encyclopedia of Tribology, Springer, 2012, pp. 4087-4093.
135. Staffan Johansson. Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact / Staffan Johansson, Per H. Nilsson, Robert Ohlsson, Bengt-Göran Rosén // Wear, 2011, Vol.271, pp. 625-633.
136. V. Lazarev. Estimation of the tribotechnical parameters of the "piston skirt-cylinder liner" contact interface from an ic engine for decreasing the mechanical losses / V. Lazarev, K. Gavrilov, A. Doikin, G. Vorlaufer, Sequard-Base J. // WIT Transactions on Ecology and the Environment. 190(1) (2014) pp. 625–635.
137. Amor M.B. Finite Element Modeling of RMS Roughness Effect on the Contact Stiffness of Rough Surfaces / M.B. Amor, S. Belghith and S. Mezlini, // Tribology in Industry, vol. 38, no. 3, pp. 392–401.
138. Крагельский И.В. О расчете коэффициента сухого трения по профилограмме поверхностей / И.В. Крагельский // Трение и износ в машинах, вып. 3. – М.: Изд-во АН СССР, 1948. – с.24-36
139. Кордонский Х.Б., Харач Г.М., Артамоновский В.П., Непомнящий Е.Ф. Вероятностный анализ процесса изнашивания. – М.: «Наука», 1968. – 56 с.

140. Головин Н.И. Вязкоупругое восстановление различных материалов в области динамического наноконтакта / Н.И. Головин, В.И. Иволгин, Р.И. Рябко // Письма в журнал технической физики, том 30, вып. 5. – С.-П.: Наука, 2004. – с. 64-69.
141. Петржик М.И. Современные методы оценки механических и трибологических свойств функциональных поверхностей / М.И. Петржик, Д.В. Штанский, Е.А. Левашов // Материалы X международной науч.-тех. конф. «Высокие технологии в промышленности России» .— М.: Изд-во «Техномаш», 2004.— с. 311-318.
142. Горицкий Ю.А. Марковская модель изменения шероховатых поверхностей при механическом взаимодействии / Ю.А. Горицкий, К.В. Гаврилов, Ю.С. Исмаилова, О.В. Шевченко // Вестник МЭИ, 2017, №5. С. 112-125.
143. Rozhdestvensky Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribounits and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software. 7(4) (2014) pp. 51–64.
144. Тигетов Д.Г. Марковская модель механического взаимодействия шероховатых поверхностей в процессе трения / Д.Г. Тигетов, Ю.А. Горицкий. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010, №3. С. 4-13.
145. Бажин И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.-М.: Машиностроение, 1988. - 312с.
146. Берд В.В. Прикладная теория гидравлических цепей / В.В. Берд. - М.: Машиностроение, 1983. - 151с.
147. Рождественский Ю.В. Моделирование системы масло обеспечения подшипников многоопорных валов поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский., С.Р. Сиврикова //

Гидромеханика в инженерной практике: Тез.докл. межд. научно-техн. конф.-Киев,1996.-С.79-80.

148. Рождественский Ю.В. Программное обеспечение совместного расчета системы смазки и динамики трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский., С.Р. Сиврикова., Н.А. Хозенюк // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: Тез. докл. пост. действ. научно-техн. семинара стран СНГ. -С.-Пб. -1992. - С.98.
149. Prokopiev V.N. Lubrication and Cooling System Optimization of IC Engine by Matematical Modeling Methods / V.N. Prokopiev., J.V. Rojdestvensky, S.R. Sivrikova, E.A. Lazarev // Automotive Technology Towards Better Mobility: Proc.XVI Conf «Science and Motor Vehicles-97» - Yugoslavia, Belgrad, 1997.- pp. 207-210.
150. Prokopiev V.N. The calculation of multielements tribotechnical system of piston and rotor machines / V.N. Prokopiev., J.V. Rojdestvensky., S.R. Sivrikova // 2nd Inter.conf on tribology "Balkantrib-96" Proc.Aristoteles University. - Greece, Thessaloniki. - 1996. - pp. 478-484.
151. Prokopiev V.N. Modeling Tribosystem Multi-Support Shaft of Piston Machines / V.N. Prokopiev., J.V. Rojdestvensky., S.R. Sivrikova., V.G. Karavaev. // Industrial and Automotive Lubrication: Proc. 11<sup>th</sup> In. Colloquium Technische Akademie Esslingen. -Germany, Esslingen. -1998.- pp. 953-954.
152. Prokopiev V.N. Method for calculating multisupport crankshaft tribosystem of internal combustion engines / V.N. Prokopiev., J.V. Rojdestvensky., S.R. Sivrikova // Abstracts of pap. Worlds Tribology Congress. - UK, London, I Mech. E. - 1997. - P.759.
153. Прокопьев В.Н. Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения.-Дисс. ...докт.техн.наук. - Челябинск, 1985.-423 с.

154. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. - Под. ред. М.О. Штейнберга - М.: Машиностроение, 1992. - 672с.
155. Упорный гидродинамический подшипник скольжения: Патент на полезную модель № 146643 / А.К. Бояршинова, С.В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. - заявка № 2014118691; заявл. 07.05.2014; опубл. 16.09.2014.
156. Саутин, С.Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С.Н. Саутин. – Л.: «Химия», 1975. – 48 с.
157. Goritskiy Y. Numerical model for mechanical interaction of rough surfaces of the "piston-cylinder liner" tribosystem / Y. Goritskiy., Y. Ismailova., K. Gavrilov., Y. Rozhdestvenskii, A.A. Doikin // FME Transactions. 2015. T. 43. № 3. C. 249-253.
158. Meng, H.C., Wear modelling: evaluation and categorization of wear models / H.C. Meng // PhD Thesis, University of Michigan. Ann Arbor. MI. 1994.
159. Hsu, S.M., Wear prediction for metals / S.M. Hsu, M.C. Shen, A.W. Ruff // Tribology International. - 1997. - Vol. 30, № 5. - pp. 377–383.
160. Meng, H.C., Wear models and predictive equations: their form and content // H.C. Meng, K.C. Ludema // Wear. - 1995. - Vol. 181–183, № 2. - pp. 443–457.
161. Fleischer, G., Energetische Methode der Bestimmung des Verschleißes / G. Fleischer // Schmierungstechnik. -1973. - Band 4. - pp. 9–12.
162. Lazarev, V., Estimation of the tribotechnical parameters of the “piston skirt-cylinder liner” contact interface from an IC-engine for decreasing the mechanical losses / V. Lazarev, K. Gavrilov, A. Doikin , G. Vorlaufer, J. Sequard-Base // WIT Transactions on Ecology and the Environment. - 2014. - Vol. 190, № 1. - pp. 625–635.

163. Fouvry, S., An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts / S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, E. Sauger // Wear. - 2003. - Vol. 255 № 1–6. pp. 287–298.
164. Greenwood, J., Contact of nominally flat surfaces / Greenwood, J. & Williamson, J // Proceedings of the Royal Society A. - 1966. - Vol. 295, № 1442. pp. 300–319.
165. Пакет прикладных программ «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ». Версия 1.0./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная и др. // Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 950326 от 19.09.95.
166. Пакет прикладных программ "ОРБИТА". Версия 3.4./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Н. Анисимов и др. // Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 940513 от 16.12.94.
167. Пакет прикладных программ "РОТОР". Версия 1.0./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Широбоков и др. // Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 980414 от 07.07.98.
168. Рождественский Ю.В. Программа оптимизации профиля направляющей части поршня "ОПТИП". Версия 1.1. Зарег. в Реестре программ для ЭВМ РосАПО N 960053 от 15.02.96.
169. Лазарев И.А. Композиционное проектирование сложных агрегатных систем / И.А. Лазарев - М.: Радио и связь, 1986. -312с.
170. Норенков И.П. Разработка систем автоматизированного проектирования / И.П. Норенков - М.: Из-во МГТУ им. Баумана, 1994. - 207с.
171. Смирнов О.Л. САПР: формирование и функционирование проектных модулей / О.Л. Смирнов., С.Н. Падалко, С.А. Пиявский - М.:Машиностроение, 1987.-272с.
172. Прокопьев В.Н. Проблемно-ориентированный пакет прикладных программ для расчета подшипников скольжения ДВС / В.Н.

- Прокопьев., Ю.В. Рождественский., Н.С. Маляр., В.Н. Анисимов., М.К. Ветров //Сб.науч.тр. /Челябинск: ЧПИ. -1982. -N 276. -С.3-11.
173. Жилинскас А. Поиск оптимума: компьютер расширяет возможности / А. Жилинскас, В. Шалтянис. – М.:Наука, 1989, – 128 с.
174. Прокопьев В.Н. Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской Академии транспорта. – Курган, 2000. – №3.– С.194–198.
175. Соболь И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболь, Н.Б. Статников. – М.:Наука, 1981, – 285 с.
176. Русанов М.А. Повышение работоспособности коренных подшипников V-образных дизелей оптимизацией их основных параметров. – Дис.... канд. техн. наук / М.А. Русанов. – Челябинск, 1993. – 171 с.
177. Суркин В.И. Повышение технического уровня транспортных дизелей оптимизацией пар трения: Автореф. дисс.... докт. техн. наук / В.И. Суркин – Л., 1988.– 31с.
178. Блинов А.Д. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган – М.: НИЦ «Инженер», 2000.– 332с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Приложение А. Результаты экспериментальных исследований
2. Приложение Б. Акты внедрения результатов исследования
3. Приложение В. Свидетельства об официальной регистрации программы для ЭВМ
4. Приложение Г. Патент РФ на полезную модель

## Приложение А. Результаты экспериментальных исследований

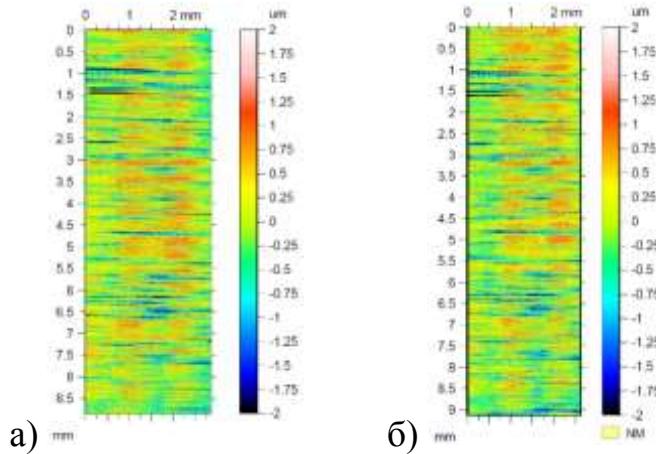


Рис. П.3.1. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Таблица П.3.1

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	17,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	50,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	2,80E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,157
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,06
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,10
Номинальное давление в сопряжении	МПа	1,79
Путь трения в сопряжении	м	367,20
Глубина изношенного слоя	м	1,00E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	2,72E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,25E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

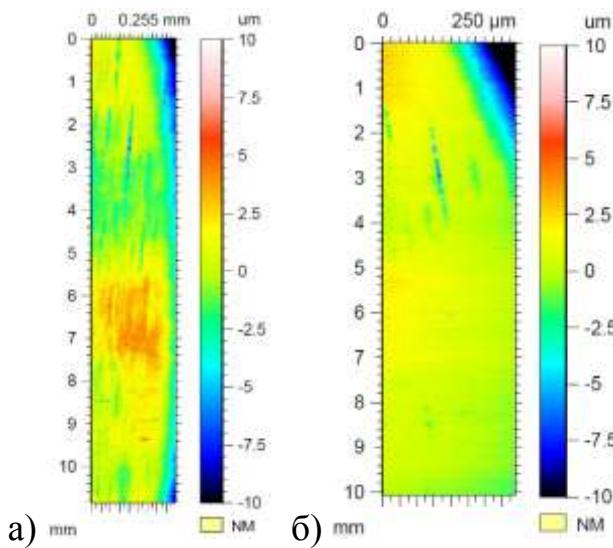


Рис. П.3.2. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Таблица П.3.2

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	17,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	75,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,30E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,165
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,06
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,10
Номинальное давление в сопряжении	МПа	5,77
Путь трения в сопряжении	м	367,20
Глубина изношенного слоя	м	3,60E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	9,80E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,34E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

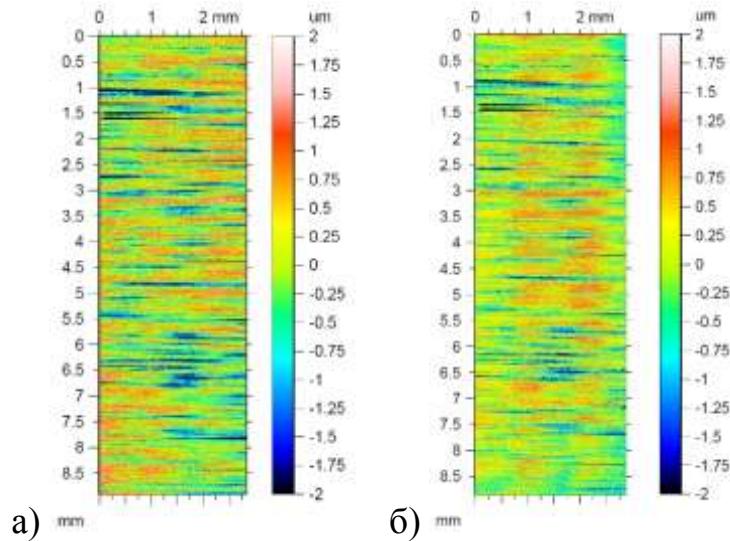


Рис. П.3.3. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Таблица П.3.3

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	17,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	100,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	3,20E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,162
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,06
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,10
Номинальное давление в сопряжении	МПа	3,13
Путь трения в сопряжении	м	367,20
Глубина изношенного слоя	м	1,80E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	4,90E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,24E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

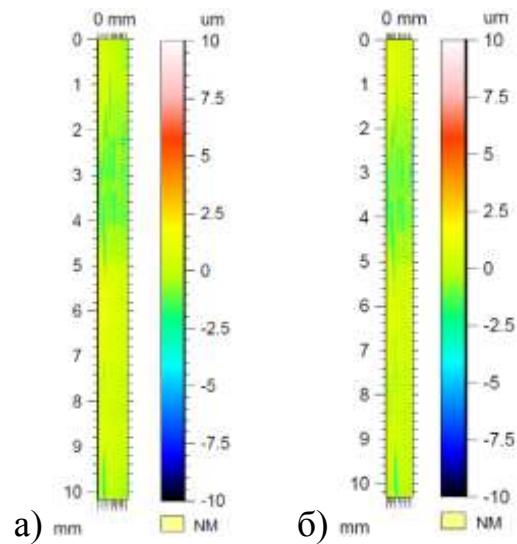


Рис. П.3.4. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Таблица П.3.4

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 17 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	17,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	125,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,65E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,169
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,06
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,10
Номинальное давление в сопряжении	МПа	7,58
Путь трения в сопряжении	м	367,20
Глубина изношенного слоя	м	4,90E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	1,33E-08
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,36E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

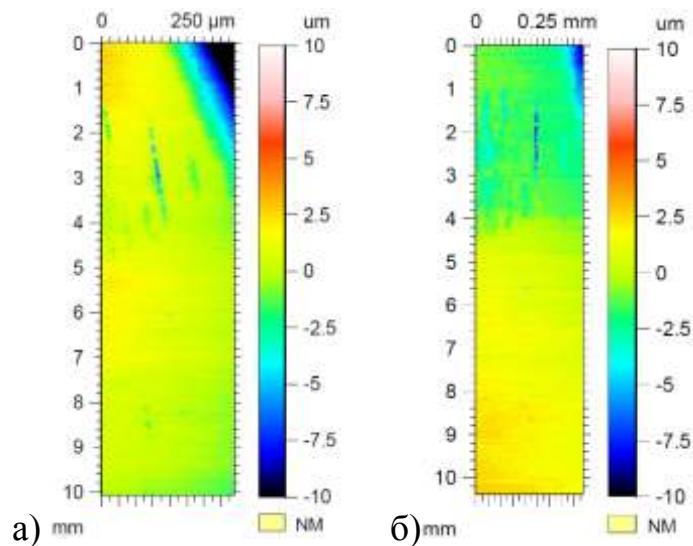


Рис. П.3.5. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Таблица П.3.5

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	35,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	50,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,30E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,169
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,03
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,21
Номинальное давление в сопряжении	МПа	3,85
Путь трения в сопряжении	м	756,00
Глубина изношенного слоя	м	5,70E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	7,54E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,55E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

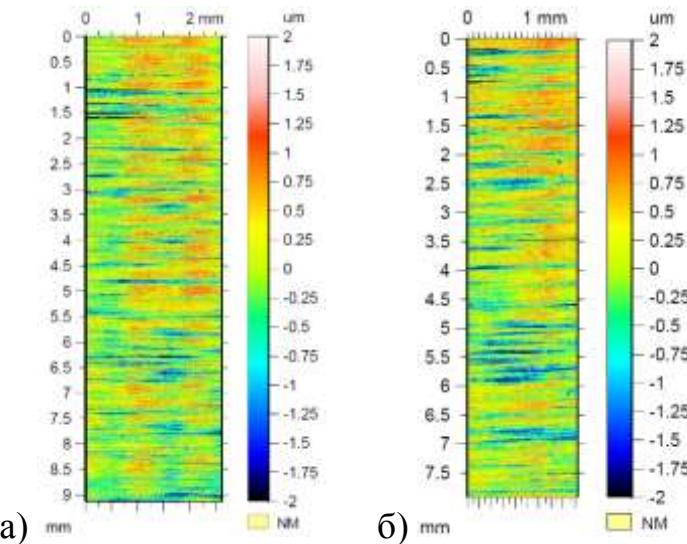


Рис. П.3.6. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Таблица П.3.6

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	35,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	75,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	3,40E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,159
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,03
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,21
Номинальное давление в сопряжении	МПа	2,21
Путь трения в сопряжении	м	756,00
Глубина изношенного слоя	м	3,30E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	4,37E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,67E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

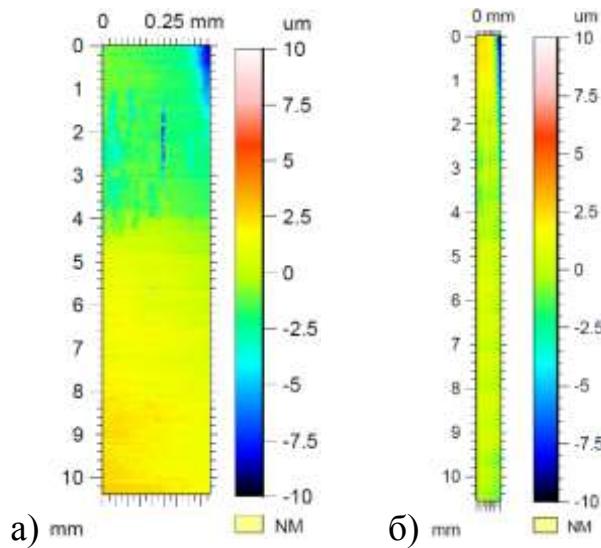


Рис. П.3.7. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Таблица П.3.7

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	35,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	100,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,60E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,163
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,03
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,21
Номинальное давление в сопряжении	МПа	6,25
Путь трения в сопряжении	м	756,00
Глубина изношенного слоя	м	9,60E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	1,27E-08
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,68E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

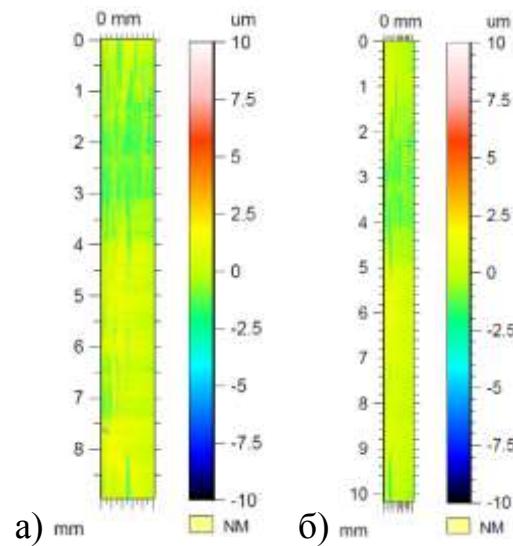


Рис. П.3.8. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Таблица П.3.8

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 35 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	35,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	125,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,70E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,158
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,03
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,21
Номинальное давление в сопряжении	МПа	7,35
Путь трения в сопряжении	м	756,00
Глубина изношенного слоя	м	1,14E-05
Интенсивность изнашивания	м/м	1,51E-08
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,75E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

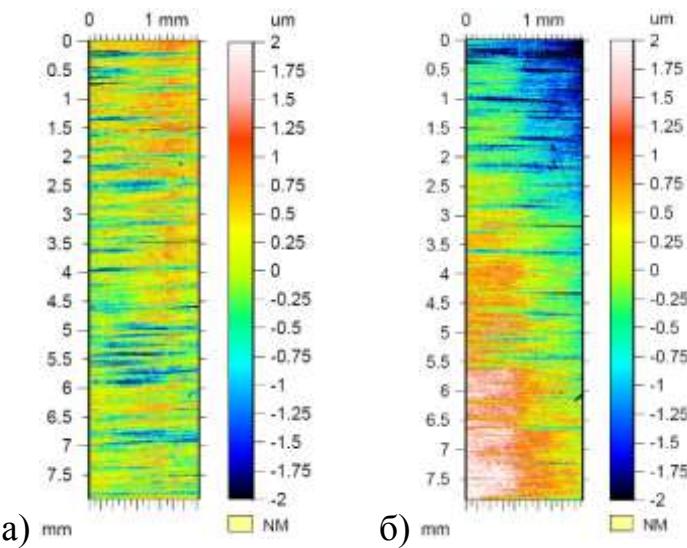


Рис. П.3.9. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Таблица П.3.9

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	50,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	50,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	3,40E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,158
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,02
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,30
Номинальное давление в сопряжении	МПа	1,47
Путь трения в сопряжении	м	1080,00
Глубина изношенного слоя	м	4,90E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	4,54E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	4,60E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

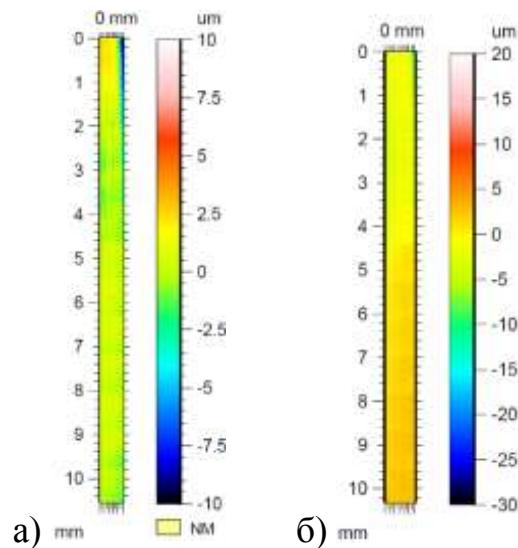


Рис. П.3.10. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Таблица П.3.10

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	50,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	75,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,50E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,149
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,02
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,30
Номинальное давление в сопряжении	МПа	5,01
Путь трения в сопряжении	м	1080,00
Глубина изношенного слоя	м	1,55E-05
Интенсивность изнашивания	м/м	1,44E-08
Коэффициент аккумуляции энергии	-	4,57E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

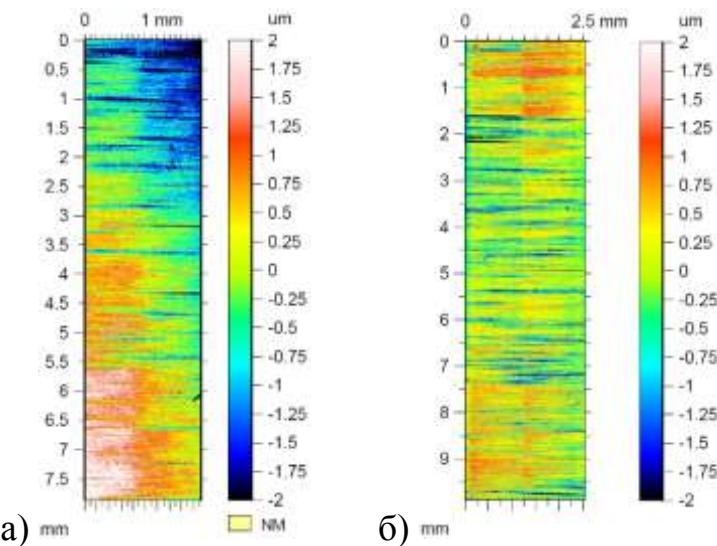


Рис. П.3.11. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Таблица П.3.11

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	50,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	100,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	3,10E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,125
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,02
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,30
Номинальное давление в сопряжении	МПа	3,23
Путь трения в сопряжении	м	1080,00
Глубина изношенного слоя	м	8,80E-06
Интенсивность изнашивания	м/м	8,15E-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	4,68E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

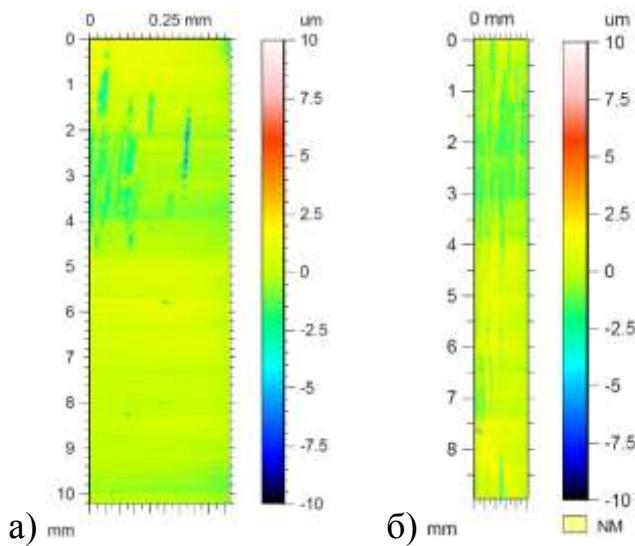


Рис. П.3.12. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Таблица П.3.12

Исходные данные и результаты расчета параметров сопряжения «поршень – гильза» дизеля нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 50 Гц

Исходные данные для проведения расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Частота колебаний образца	Гц	50,00
Путь колебания образца	м	0,006
Нормальная нагрузка в сопряжении	Н	125,00
Номинальная площадь контакта	м <sup>2</sup>	1,70E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,121
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м <sup>3</sup>	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10E+05
Действующие напряжения в области контакта	МПа	114,00

Результаты расчета параметров сопряжения

Параметр	Размерность	Значение
Период колебания образца	с	0,02
Скорость скольжения в сопряжении	м/с	0,30
Номинальное давление в сопряжении	МПа	7,35
Путь трения в сопряжении	м	1080,00
Глубина изношенного слоя	м	1,88E-05
Интенсивность изнашивания	м/м	1,74E-08
Коэффициент аккумуляции энергии	-	4,61E-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

## Приложение Б. Акты внедрения результатов исследования



### Акт использования научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждается, что в ОАО ЧТЗ использовано методическое и программное обеспечение совместного расчёта смазочной системы и опор скольжения двигателей ЧТЗ, разработанных в Вузовско-академической лаборатории "Триботехника" Челябинского государственного технического университета. Исполнители: Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Сиврикова С.Р., Караваев В.Г., Задорожная Е.А., Гаврилов К.В.

В процессе использования разработаны методики и алгоритмы расчета смазочной системы и гидродинамических опор скольжения двигателей внутреннего сгорания как сложной трибосистемы. Разработан и адаптирован в АСУТП "Дизель" комплекс программ "Смазка". Выполнены расчеты опор скольжения коленчатого вала и смазочной системы двигателя Д-160. Работа выполнена на высоком научном уровне и позволяет снизить затраты на проектирование новых и доводку существующих двигателей. Сравнение с экспериментальными данными показало хорошее совпадение результатов.

Главный конструктор ГСКБ ОАО ЧТЗ

Мицун Г.П.



## АКТ о внедрении разработок ВУЗа

Настоящим документом подтверждено, что в ГСКБ «Трансдизель» внедрены и используются результаты НИР, полученные в ходе выполнения ряда договорных работ в содружестве с Южно-Уральским Государственным Университетом в течении 1999-2002г.г. (руководители: д.т.н., проф. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В.).

Исполнители: Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Широбоков Н.В., Гаврилов К.В., Хозенюк Н.А., Иванов Д.Ю., Крахмалёва В.Н.

Рекомендации по совершенствованию опор скольжения эффективно используются для проектирования и доводки перспективных двигателей. На основе разработанных авторами методов расчета даны рекомендации по совершенствованию опор скольжения перспективных поршневых и роторных машин, разрабатываемых в ГСКБ «Трансдизель».

Нач. отдела

Ведущий инженер, к.т.н.

Соколов Б.Н.

Маслов А.П.

**УТВЕРЖДАЮ:**

Директор Московского центра  
технологий фирмы "LG Electronics"

(Республика Корея)

Им Хен Бин

« 5 » февраля 1999 г.



**ПРОТОКОЛ**

технического совещания по разработке методического и программного  
обеспечения расчетов сопряжения "поршень-цилиндр"  
компрессора холодильника "LG"

*Присутствовали:* представитель Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ) к.т.н., доц. Рождественский Ю.В. (руководитель работы); представители "LG Electronics": старший исследователь исследовательского института фирмы Ким Дон Хен, менеджер Московского центра технологий Шин Кан Чи, эксперт Московского центра технологий Ли Ен Би.

1. Представитель ЮУрГУ Рождественский Ю.В. сделал сообщение по результатам работ, выполненных в лаборатории "Триботехника" ЮУрГУ (научный руководитель лаборатории д.т.н., проф. Прокопьев В.Н.), касающихся разработки методического, алгоритмического и программного обеспечения расчетов трибосопряжения "поршень-цилиндр" компрессора холодильника "LG". В работе принимали участие: доц., к.т.н. Бояршинова А.К., доц., к.т.н. Караваев В.Г., инж. Малов А.В., Гаврилов К.В., Задорожная Е.А., Крахмалева В.Н., Хозенюк Н.А.

Разработанная методика расчета позволяет провести трибоанализ сопряжения "поршень-цилиндр" бесшатунного механизма, нагруженного переменными по величине и направлению силами и моментами, с учетом сложного профиля поршня (двуихорный поршень). Программное обеспечение дает возможность оценить влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на нагруженность сопряжения.

Московскому центру технологий "LG Electronics" передано программное обеспечение и соответствующая документация для испытаний и использования на предприятиях фирмы "LG Electronics".

2. Рассмотрев и обсудив результаты исследований ЮУрГУ, представители "LG Electronics" отметили, что разработанное методическое и программное обеспечение выполнено на высоком научном уровне. Внедрение результатов работы позволит получить достаточно полную информацию о

работоспособности сопряжения на стадиях проектирования и доводке компрессоров.

3. Считать перспективным продолжение работ с ЮУрГУ по дальнейшему совершенствованию методического, алгоритмического и программного обеспечения расчетов сопряжения “поршень-цилиндр” компрессора холодильников “LG”.

*Старший исследователь  
исследовательского института  
“LG Electronics”*



Ким Дон Хеи

*Менеджер Московского центра  
технологий “LG Electronics”*



Шин Кан Чи

*Эксперт Московского центра  
технологий “LG Electronics”*



Ли Ен Би



Утверждаю

Директор-главный конструктор

ООО "ГСКБ "Трансдизель"

В.С. Мурзин

2006 г.

## Акт использования научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждено, что в ООО "ГСКБ "Трансдизель" использовано методическое и программное обеспечение анализа динамики сложнона-груженных подшипников скольжения, разработанные в вузовско-академической ла-батории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Ис-полнители: Прокопьев В.Н., Бояршикова А.К., Гаврилов К.В.

Разработанная методика расчета поля гидродинамических давлений и степени заполнения зазора смазкой на основе применения алгоритма сохранения массы жид-кости в смазочном слое обеспечивает равенство массы смазочного материала на гра-нице разрыва и восстановления смазочного слоя. Методика теплового расчета слож-нонагруженных подшипников учитывает степень заполнения смазочного зазора, ре-циркуляцию смазки из смазочного слоя в источники, тепло, отводимое шином и под-шипником. Использование разработанных методик позволяет более достоверно оце-нить гидромеханические характеристики (ГМХ), определяющие температуряжкость, износостойкость, усталостную долговечность сопряжения шин-подшипник. Вспомо-жение в программное обеспечение гибридного алгоритма расчета гидромеханических ха-рактеристик обеспечивает за счет снижения времени расчета на порядок решение мно-гокритериальных задач оптимизации сложнона-груженных подшипников, бази-рующихся на методе ЛП-поиска в совокупности с выбором Парето-оптимального ре-шения.

Решена задача оптимизации параметров шатунных подшипников двигателя 6Г-370. Применительно к этому двигателю показано, что эффективными способами улуч-шения ГМХ шатунных подшипников является подбор оптимальной вязкостно-теп-пературной характеристики смазки, а также применение разностенных вкладышей. Их применением удается снизить расчетные значения гидродинамических давлений и увеличить толщину смазочного слоя на 16%.

Все разработанные методики систематизированы в пакете прикладных про-грамм «Элрод» (Версия 1.0).

Работа выполнена на высоком научном уровне, позволяет повысить качество исследовательских и проектных работ, сократить сроки доводки и совершенствова-ния конструкции сложнона-груженных подшипников скольжения поршневых и ро-торных машин. Некоторые из разработанных методик использованы в процессе рас-чета конструктивных параметров подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, выпускавшегося серийно.

Ведущий инженер-конструктор  
ООО "ГСКБ "Трансдизель",  
кандидат технических наук

Маслов А.Н.

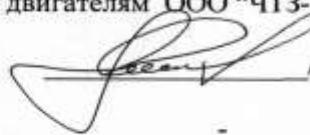
ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"  
Главное специализированное  
конструкторское бюро "Трансдизель"  
(ГСКБД)

г. Челябинск

д. 90/152 к. 64/75 л. 65  
№ 04/11-48

### УТВЕРЖДАЮ

Начальник ГСКБД – главный конструктор  
по двигателям ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"



/М.А.Старунский/

2015г.

### АКТ

использования результатов научно-исследовательских работ

Настоящим документом подтверждено, что на предприятии ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК" при разработке узлов трения роторов турбокомпрессора систем наддува тепловых двигателей используется программное обеспечение для расчета гидромеханических характеристик радиальных и упорных подшипников скольжения. Программное обеспечение разработано на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета) в ходе выполнения научно-исследовательских работ.

Исполнители: Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Леванов И.Г., Гаврилов К.В., Чернейко С.В., Курочкин М.И., Мыльников А.А.

Используемое программное обеспечение предназначено для расчета гидродинамических процессов, протекающих в тонких смазочных слоях многослойных радиальных и упорных подшипников роторов турбомашин. В программах предусмотрена возможность расчета различных конструкций промежуточных элементов и подпятников, в том числе с наклонными и текстурированными сегментами. Результатом решения является распределение гидродинамического давления в смазочном слое, которое используется для оценки предельной несущей способности, потерь мощности на трение, расходов смазки в окружном и радиальном направлениях, реакций смазочного слоя.

Перечень используемого программного обеспечения.

1. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неильтоновскими жидкостями «Гибкий ротор II». Свидетельство № 2010612189.
2. Программа для ЭВМ «Динамика многослойного подшипника». Свидетельство № 2010617227
3. Программа расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных гидродинамических подшипников роторных машин «Подпятник». Свидетельство № 2011618913.



Утверждаю

Технический директор

ООО "Уральский дизель-моторный завод"

С.А. Журавлев

«\_\_\_\_\_»

2019 г.

## Акт использования научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждено, что в ООО "Уральский дизель-моторный завод" при разработке нового семейства дизельных двигателей используются методическое и программное обеспечение анализа динамики сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений (ГСТС), разработанные в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Леванов И.Г., Дойкин А.А., Иззатуллоев М.А., Суровцев С.В., Гриценко П.С.

Разработанные методики позволяют определять поля гидродинамических давлений в смазочном слое ГСТС с регулярной макро- и микрогеометрией поверхностей трения на основе применения алгоритма сохранения массы с учетом неニュтоновских свойств современных смазочных материалов.

Использование разработанных методик позволяет более достоверно оценить гидромеханические характеристики (ГМХ), определяющие теплонапряженность, износстойкость трибосопряжений «шейка коленчатого вала-вкладыш», «направляющая поршня-гильза цилиндра».

Расчет и оценка работоспособности ресурсоопределяющих трибосопряжений дизельных двигателей с помощью разработанного программного обеспечения позволяет значительно сократить объемы стендовых испытаний при исследовании и доводке дизелей, а также на основе многопараметрической оптимизации определить конструктивные макро- и микрогеометрические параметры ГСТС дизельных двигателей.

Работа выполнена на высоком научном уровне, позволяет повысить качество исследовательских и проектных работ, сократить сроки доводки и совершенствования конструкций ГСТС. Разработанные методики использованы в процессе расчета конструктивных параметров трибосопряжений, в том числе, для перспективных дизельных двигателей серии ДМ-185.

Главный конструктор ДМ-185  
ООО "Уральский дизель-моторный завод"

Мальцев В.В.

Приложение В. Акты внедрения результатов исследования

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2010612853

Программа анализа гидромеханических характеристик  
трибосопряжения «поршень-цилиндр»: «Поршень - ВТХ»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)*

Автор(ы): *Рождественский Юрий Владимирович,  
Гаврилов Константин Владимирович, Дойкин Алексей Алексеевич,  
Мыльников Александр Александрович,  
Чеснов Александр Викторович (RU)*

Заявка № 2010611198

Дата поступления 9 марта 2010 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ  
27 апреля 2010 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной  
собственности, патентам и товарным знакам

Б.П. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# 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»

Правообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего профессионального  
образования «Южно-Уральский государственный  
университет» (национальный исследовательский  
университет) (ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Автор(ы): *Рождественский Юрий Владимирович, Гаврилов  
Константин Владимирович, Задорожная Елена Анатольевна,  
Дойкин Алексей Алексеевич, Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2012618522

Дата поступления 8 октября 2012 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ  
5 декабря 2012 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Б.Л. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2008611068

Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических  
характеристик сложнонагруженных подшипников  
с произвольной геометрией смазочного слоя «МакроГеометрия»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»,  
ГОУ ВПО «ЮУрГУ» (RU)*

Автор(ы): *Прокопьев Валерий Никифорович, Бояршина Алла  
Константиновна, Задорожная Елена Анатольевна, Гаврилов  
Константин Владимирович (RU)*

Заявка № 2008610098

Дата поступления 9 января 2008 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ  
28 февраля 2008 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной  
собственности, патентам и товарным знакам

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2009610349

Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических  
характеристик упругоподатливых подшипников скольжения  
двигателей внутреннего сгорания «Упругость - II»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)*

Автор(ы): *Прокопьев Валерий Никифорович, Рождественский  
Юрий Владимирович, Гаврилов Константин Владимирович,  
Хозенюк Надежда Александровна, Тараненко  
Павел Александрович (RU)*

Заявка № 2008615349

Дата поступления 17 ноября 2008 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ  
14 января 2009 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной  
собственности, патентам и товарным знакам



Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2009610350

Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических  
характеристик неавтономных подшипников скольжения  
коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания  
«Подшипники скольжения многоопорных валов»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)*

Автор(ы): *Прокопьев Валерий Никифорович, Рождественский  
Юрий Владимирович, Гаврилов Константин Владимирович,  
Хозенюк Надежда Александровна, Леванов Игорь Геннадьевич,  
Мыльников Александр Александрович, Бобин Дмитрий  
Сергеевич (RU)*

Заявка № 2008615350

Дата поступления 17 ноября 2008 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ  
14 января 2009 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной  
собственности, патентам и товарным знакам

Б.П. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2019664243**

## МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ «ВАЛ-ВКЛАДЫШ» ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Правообладатель: *федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО  
«ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Авторы: *Гаврилов Константин Владимирович (RU),  
Иzzатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ)*

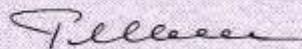
Заявка № **2019662988**

Дата поступления: **17 октября 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **01 ноября 2019 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности



Г.П. Ильин



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2018663437**

## МИКРОГЕОМЕТРИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР

Правообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Авторы: *Гаврилов Константин Владимирович (RU), Иzzатуллоев Мубориз Акрамхонович (TJ), Садреев Тимур Венерович (RU)*

Заявка № 2018660854

Дата поступления **08 октября 2018 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **26 октября 2018 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ильин



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

на полезную модель

№ 135731

**ПОРШЕНЬ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Южно-Уральский государственный университет" (национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ)) (RU)*

Автор(ы): см. на обороте

Заявка № 2013103648

Приоритет полезной модели **28 января 2013 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации **20 декабря 2013 г.**

Срок действия патента истекает **28 января 2023 г.**

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Б.П. Симонов*

