

Южно-Уральский государственный университет

На правах рукописи



Дойкин Алексей Алексеевич

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ
ОБРАЗУЮЩЕЙ ПОРШНЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА
ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР» ДВС

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Диссертация

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор

Рождественский Юрий Владимирович

Научный консультант:

доктор технических наук, доцент

Лазарев Владислав Евгеньевич

Челябинск – 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	9
1.1 Обзор литературы.....	9
1.2 Цель и задачи исследования	31
ГЛАВА 2 МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ С УЧЕТОМ СТЕПЕНИ ЗАПОЛНЕНИЯ ЗАЗОРА НА ОСНОВЕ АЛГОРИТМА СОХРАНЕНИЯ МАССЫ СМАЗОЧНОГО МАСЛА	32
2.1 Расчет параметров внутрицилиндровых процессов, индикаторных и эффективных показателей дизеля	33
2.2 Расчет теплового и силового воздействий на поршень и гильзу цилиндра	34
2.3 Уравнения движения поршня двигателя внутреннего сгорания на смазочном слое в цилиндре	39
2.4 Уравнения для определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое трибосопряжения «поршень – цилиндр» ДВС	45
2.5 Модифицированное уравнение Элрода	53
2.6 Характеристики смазочного слоя статически нагруженного трибосопряжения.....	56
2.7 Расчет динамики движения поршня на смазочном слое в цилиндре	60
2.8 Выводы по второй главе	63
ГЛАВА 3 РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР»	64
3.1 Теоретические основы и предпосылки к проведению экспериментальных исследований	64
3.2 Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания исследуемого сопряжения.....	70
3.3 Определение ресурса сопряжения «поршень – цилиндр»	77
3.4 Выводы по третьей главе	81

ГЛАВА 4 ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР»	84
4.1 Методика оптимизации	84
4.2 Результаты расчёта	87
4.3 Описание пакета программ	92
4.4 Разработка технического решения	94
4.5 Выводы по четвёртой главе	96
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	98
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	99
ПРИЛОЖЕНИЯ	109
Приложение 1 Исходные данные и результаты расчета параметров внутрицилиндровых процессов и показателей дизеля ЧН 13/15	109
Приложение 2 Результаты расчета зависимости гидромеханических характеристик от параметров профиля дизеля ЧН 13/15	113
Приложение 3 Результаты экспериментальных исследований	117
Приложение 4 Охранные документы на объекты интеллектуальной собственности и акт использования результатов работы	129

ВВЕДЕНИЕ

Надежность основных трибосопряжений (ТС) с жидкостным режимом трения, к которым относится трибосопряжение «поршень – цилиндр» (сопряжение с поступательным движением шипа), в значительной мере определяет безотказность, долговечность и энергоэффективность двигателей внутреннего сгорания (ДВС). ТС «поршень – цилиндр» нагружено силами переменными по величине и направлению. Прогнозирование ресурса и совершенствование геометрии поверхностей трения сложнонагруженных ТС осуществляется с использованием гидродинамической теории смазки и контактного взаимодействия.

Значительный вклад в решение указанной задачи внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.В. Белогуб, В.М. Волков, Б.Я. Гинцбург, О.П. Голубев, Е.А. Григорьев, Н.А. Кузьмин, А.П. Маслов, В.Н. Никишин, О.А. Пищаев, Г.М. Рык, В.И. Суркин, В.Н. Попов, С.В. Путинцев, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, И.Я. Токарь, W.L. Blaiz, C. Chin, H.A. Ezzat, P.K. Goenka, D.P. Hoult, D.F. Li, F.M. Meng, R.S. Paranjpe, S.M. Rohde, H. Wang, и др.

Известно, что часть времени, особенно при больших нагрузках поршень может работать в режиме трения при неполном заполнении маслом зазора между юбкой и цилиндром. В этом случае возможно контактное взаимодействие пары трения «поршень – цилиндр». Однако эти обстоятельства не учитываются при расчете трибосопряжения. Как правило, принимаются основные допущения гидродинамической теории смазки о полном заполнении маслом зазора между взаимодействующими телами.

При проектировании новых двигателей обычно используют комплексный подход, позволяющий учесть наиболее значимые факторы, влияющие на работоспособность сопряжения. К таким факторам относятся нерегулярная геометрия несущей поверхности (юбки) поршня, а так же интенсивность ее изнашивания. Конструкции поршней, обладающих нерегулярной геометрией, считаются весьма перспективными для ДВС. В связи с этим наиболее значимой в настоящее время считается задача по совершенствованию методов расчета параметров состояния

тонкого смазочного слоя с учетом возможного контактного взаимодействия в сопряжении «поршень – цилиндр» при прогнозировании ресурса. Таким образом недостаточная разработанность методов расчета и оптимизации параметров состояния в целях снижения потерь на трение и износа элементов ТС обуславливают актуальность темы диссертации.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы» (№П503, № 16.740.11.0073, № П2019, № 14.740.11.1284); при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проекты № 07-08-00554, № 10-08-00424, НК-13-08-00875\13); по государственному заданию Министерства образования и науки РФ (Регистрационный номер 7.2813.2011).

Цель исследования – разработка расчетно-экспериментального метода профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» в двигателях внутреннего сгорания.

Задачи исследования:

1. Разработать математическую модель смазочного слоя в сопряжении с поступательным движением шипа, учитывающую профиль направляющей поверхности шипа и степень заполнения смазочным материалом зазора в сопряжении на основе применения алгоритма сохранения массы.
2. Разработать методику расчетной оценки ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» на основе экспериментальных исследований линейной интегральной интенсивности изнашивания поверхностей трения элементов сопряжения.
3. Создать для инженерной практики алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр» с учетом степени заполнения зазора маслом.
4. Оценить влияние конструктивных параметров несущей поверхности поршня на динамику, гидромеханические характеристики и ресурс сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания.

Объекты исследования. Процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трения ТС «поршень – цилиндр», и контактном слое поверхности трения при износе.

Предмет исследования. Закономерности, связывающие геометрические параметры поверхностей трения с гидромеханическими характеристиками и ресурсом сопряжения «поршень – цилиндр».

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования зависимости линейной интегральной интенсивности изнашивания материалов трибосопряжения от скоростных и нагрузочных режимов работы сопряжения.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель смазочного слоя в сопряжении с поступательным движением шипа, учитывающая профиль направляющей поверхности (юбки) поршня и степень заполнения зазора в сопряжении смазочным материалом на основе алгоритма сохранения массы.
2. Предложена, адаптирована и апробирована расчетно-экспериментальная методика профилирования образующей поршня с использованием гидродинамической теории смазки и энергетического подхода к оценке изнашивания элементов, позволяющая прогнозировать ресурс трибосопряжения «поршень – цилиндр» в двигателе на стадии проектирования.

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

Практическая значимость.

1. Создано и зарегистрировано в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) программное

обеспечение, позволяющее при проектировании трибосопряжения «поршень – цилиндр» оценить влияние на гидромеханические характеристики конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов и выбрать его геометрических параметров.

2. На основе результатов параметрических исследований, выполненных с помощью разработанных при участии автора комплексов программ «Поршень-ВТХ» и «Поршень – КОНТАКТ», создано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания», которое позволяет повысить надежность и долговечность поршня.
3. Выполнена оценка влияния профиля юбки поршня на гидромеханические характеристики и ресурс трибосопряжения «поршень – цилиндр» и выбран рациональный профиль несущей поверхности поршня для серии новых двигателей ЧН13/15, разрабатываемых ГСКБ «Трансдизель».

Реализация. Разработанные методическое и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании цилиндропоршневой группы двигателей в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном курсе «Триботехника» при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на авто-тракторном факультете Южно-Уральского государственного университета.

Апробация. Основные результаты работы доложены и обсуждены на конференциях, конгрессах и симпозиумах различного уровня: Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем» (Челябинск, 2009, 2010, 2013); Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, 2009); Международная научно-техническая конференция «Достижения науки – агропромышленному комплексу» (Челябинск, 2010, 2011, 2012, 2013); XV международный конгрессе двигателестроителей (Харьков, Украина, 2010); «Проблемы машиноведения: трибология – машиностроению»: Всероссийская научно-техническая конференция с участием иностранных специалистов (Москва, 2010, 2012); XI Международная конференция «Трибология и надёжность» (Санкт-Петербург, 2011); Международная научно-техническая конферен-

ция «Актуальные проблемы трибологии» (Самара, 2011); VII Всероссийская (с международным участием) конференция по механике деформируемого твердого тела (Ростов-на-Дону, 2013); Симпозиум «Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в двигателях и энергоустановках» (Казань, 2013); на научных конференциях аспирантов и докторантов ЮУрГУ (Челябинск, 2010–2012), а так же ряде областных и вузовских конференций, совещаний и семинаров промышленных предприятий (2009–2013).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 научных работы, включая 6 статей в научных сборниках и журналах рекомендованных ВАК РФ, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 1 патент на полезную модель.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 4 приложений, изложена на 132 страницах машинописного текста, включая 26 иллюстрации, 17 таблиц, и библиографический список, содержащий 98 наименований.

Настоящее исследование является продолжением работ, выполненных на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета под руководством д-ра техн. наук, профессора В.Н. Прокопьева и д-ра техн. наук, профессора Ю.В. Рождественского.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Обзор литературы

В современном двигателестроении за последние 10–15 лет произошел значительный качественный рост технического уровня конструкций, затронувший все без исключения механизмы и системы двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Однако, наряду с этим доля механических потерь в тепловом балансе ДВС остается весьма значительной.

На сегодняшний день механический к.п.д. у большинства серийно производимых отечественных ДВС автотракторного типа (без наддува) редко превышает значение 0,75 на режиме номинальной мощности, что означает, что до 25% располагаемой мощности этих двигателей теряется безвозвратно на преодоление трения и других видов сопротивления движению и перемещению твердых тел и вязкой среды [57].

Известный факт, что в доле этих потерь от 40 до 60% приходится на механические потери в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) двигателя [57, 60, 83, 86]. Такие показатели свидетельствуют о необходимости разработки мероприятий, направленных на снижение потерь на трение в сопряжении «поршень – цилиндр», что может существенно улучшить характеристики работы ДВС и, в конечном итоге, привести к росту экономического и экологического эффектов.

Поршень – наиболее ответственная и специфичная деталь в современном двигателе [74]. Он должен быть легким и прочным, способным выдерживать значительные механические нагрузки и тепловые удары от давления газов и сил инерции, а, кроме того, обладать высокой износостойкостью рабочих поверхностей, низким трением при минимально возможном зазоре в цилиндре. Последнее требование особенно важно для хорошей герметичности, возможности избежать прорыва газов из камеры сгорания в картер и поступления масла в обратном направлении, иными словами – для минимального расхода масла с одновременным отсутствием шума (стука) поршня о стенки.

Для обеспечения высокой надежности он должен обладать жесткой силовой схемой, достаточной механической прочностью и жаростойкостью, большой усталостной прочностью при высоких температурах, хорошей теплопроводностью, низким коэффициентом теплового расширения, оптимальной формой юбки, обеспечивающей равномерное давление на стенки цилиндра, высокой износостойкостью, хорошей обрабатываемостью, стойкостью против коррозии.

Вследствие высоких значений максимального давления газов и частоты рабочих циклов, особенно в многооборотных двигателях, характер нагрузки на поршень близок к ударному. Силы инерции в многооборотных двигателях по величине незначительно уступают силам давления газов, а иногда и превышают их. Передача поршнем этих нагрузок совмещается с высокой скоростью его движения. Температура воздействующих на поршень газов может достигать 2000 – 2500 °С. Повышение температуры поршня сопровождается понижением механических свойств его материала. При этом температуры в теле поршня неодинаковы и, следовательно, существуют температурные перепады, вызывающие термические напряжения. Таким образом, в теле поршня механические напряжения суммируются с термическими. При передаче сил возникает трение, поэтому рабочие поверхности деталей поршневой группы и рабочего цилиндра в условиях несовершенной смазки подвергаются быстрому износу. Повышению износа способствует деформация поршня и гильзы под влиянием действующих сил.

Основные требования, предъявляемые к конструкции поршня [9]:

- 1) обеспечение герметичности полости цилиндра от пропуска газов;
- 2) эффективный отвод тепла от днища в стенки цилиндра, обеспечивающий нормальные температуры днища, стенок головки и поршневых колец;
- 3) минимальная тепловосприимчивость внешней поверхности днища;
- 4) высокая износостойкость;
- 5) обеспечение минимального расхода двигателем масла;
- 6) минимально возможная масса при достаточной прочности и жесткости;
- 7) максимально возможный срок работы до первой переборки поршневой группы.

Основными элементами поршня являются днище и цилиндрическая часть. Цилиндрическая часть состоит из верхней (уплотняющей) и нижней (направляющей). Уплотняющая часть несет на себе поршневые кольца, обеспечивающие герметичность рабочей полости цилиндра. Через верхнюю часть поршня и установленные в ней кольца в стенки цилиндра отводится большая доля тепла, воспринимаемого днищем (60–75%). Направляющая часть передает на стенки цилиндра боковые усилия. Днище вместе с прилегающей к нему уплотняющей частью образует головку поршня. Бобышки для пальца относят обычно к направляющей части – тронку (юбке) поршня.

Форма поршня и его основные размеры определяются в первую очередь условиями отвода воспринимаемого им тепла. При конструировании поршня необходимо стремиться к тому, чтобы он имел наиболее простую (цилиндрическую) и по возможности симметричную относительно оси цилиндра форму.

В статье [19] представлены результаты анализа конструктивных факторов, влияющих на гидродинамические параметры трибосопряжения «поршень – цилиндр» – главного источника механических потерь в ДВС, и сделан вывод, что профилирование направляющей части поршня и целенаправленный подбор его геометрических соотношений позволяют снизить потери на трение, значительно улучшить другие трибологические параметры сопряжения «поршень – цилиндр» двигателей внутреннего сгорания.

В статье [72] специализированного моторного центра АБ-Инжиниринг рассмотрены основные тенденции развития конструкций поршней. Даны описания и иллюстрации поршней, имеющих пробег. На всех представленных поршнях имеются натирсы. Это свидетельствует о том, что в этих местах происходит контакт поршня со стенкой цилиндра (образуется пятно контакта). В разных двигателях пятна контакта имеют различную форму (рис. 1.1). Поршень мотора AUDI разработки 70-х годов (рис. 1.1 а) имеет прямоугольную форму пятна контакта. Поршень двигателя Mercedes начала 80-х годов (рис. 1.1 б) имеет пятно контакта овальной формы смещенное в нижнюю часть юбки. Поршень разработки конца 80-х годов (рис. 1.1 в) – пятно контакта иксообразной формы.



Рис. 1.1. Геометрия контакта юбки поршня с цилиндром

На поршне (рис. 1.1 г) разработки начала 90-х годов заметно существенное уменьшение площади натира овальной формы. Поршень форсированного мотора (рис. 1.1 д) разработки 90-х годов, пятно контакта имеет значительную площадь овальной формы и смещено в верхнюю часть поршня таким образом, что оно проявилось даже в уплотнительном поясе на перегородке между маслоъемным и компрессионным кольцом. Поршень двигателя ЗМЗ-402 (рис. 1.1 е), пятно контакта имеет прямоугольную форму.

Конструкция современного спортивного поршня (рис. 1.1 ж) имеет ярко выраженную Т-образную форму, два тонких поршневых кольца, предельно жесткую юбку, в которой выполнены отверстия для дополнительной подачи масла в зону контакта поршня со стенками цилиндра. Натир рабочей области такого поршня имеет иксообразную форму, благодаря дополнительной подаче масла пятно контакта практически незаметно.

Предложенный поршень с антифрикционным покрытием (рис. 1.1 з) рабочих областей имеет сильный износ иксообразной формы поверхности юбки на ненагруженной стороне после 120 000 км пробега.

Таким образом, в настоящее время наблюдаются следующие тенденции: уменьшение веса поршня; профилирование направляющей части поршня для улучшения параметров трибосопряжения «поршень – цилиндр»; разделение юбки поршня на нагруженную и ненагруженную с соответствующим профилированием каждой; уменьшение площади опорной поверхности юбки поршня с менее нагруженной стороны путём заужения этой поверхности или её укорачивания; переход к Т – образной форме поршня.

Практически все «формы» поршня – неправильные. Их «неправильность» обусловлена желанием обеспечить равномерный, минимально возможный зазор между стенкой цилиндра и поршнем по всей его высоте. Трудность этой задачи состоит в том, что различные части поршня при работе нагреваются крайне неравномерно, а, значит, неодинаково изменяются в размерах. Ситуация еще более усложняется тем, что поршень имеет неравножесткую конструкцию, что также влияет на последствия теплового расширения.

Применение легких поршней с короткой и узкой юбкой существенно сокращает потери на трение, значит, способствует повышению мощности при уменьшении расхода топлива и токсичности. Очень важный момент – обеспечение эффективной смазки. Раньше основной задачей считался съём масла маслосъемным кольцом. Для его удаления в канавке маслосъемного кольца устраивались отверстия. На нагруженных моторах возникает обратная задача – обеспечения смазки мест контакта юбки с цилиндром при движении поршня вверх. Если этого

не делать, не избежать повышенного трения и задиrow на юбке, особенно на ее ненагруженной стороне. Проблема решалась разными способами: устройством отверстий для смазки в зоне маслосъемного кольца, профилированных канавок под маслосъемным кольцом для сохранения в них нужного количества масла. Потребовалось принять дополнительные меры по отводу тепла от поршня. Один из часто применяемых способов – использование форсунок, разбрызгивающих масло на днище поршня. На дизельных моторах с наддувом иногда применяют еще более сложные способы борьбы с перегревом поршней. Точно настроенная форсунка подает масло в кольцевую полость, выполненную в теле поршня в районе уплотнительного пояса. Таким образом, поршень современного автомобильного двигателя – сложное техническое изделие, аккумулирующее в себе большое количество знаний из различных областей науки и техники. Конструкция поршня жестко связана с особенностями двигателя, в котором он работает. Бездумный, необоснованный выбор поршня может оказаться не просто неоправданным, например, с технологической или экономической точек зрения, но и нанести серьезный вред работоспособности мотора. Вследствие предельно оптимизированной конструкции современные поршни обладают меньшим запасом прочности, а потому более требовательны к соблюдению расчетных условий эксплуатации.

Интересна конструкция поршня Э. Рипбергера [16]. Поршень имеет овальное поперечное сечение с большей овальностью и меньшей толщиной стенки на ненагруженной стороне (рис. 1.2). Это дает возможность снизить зазор между нагруженной стороной поршня и стенкой цилиндра и, следовательно, уменьшить расход смазки. Большая длина юбки на нагруженной стороне уменьшает угол наклона поршня и создаваемый им шум при переключке в районе ВМТ. Автор приводит примерные соотношения размеров основных элементов поршня в зависимости от номинального диаметра.

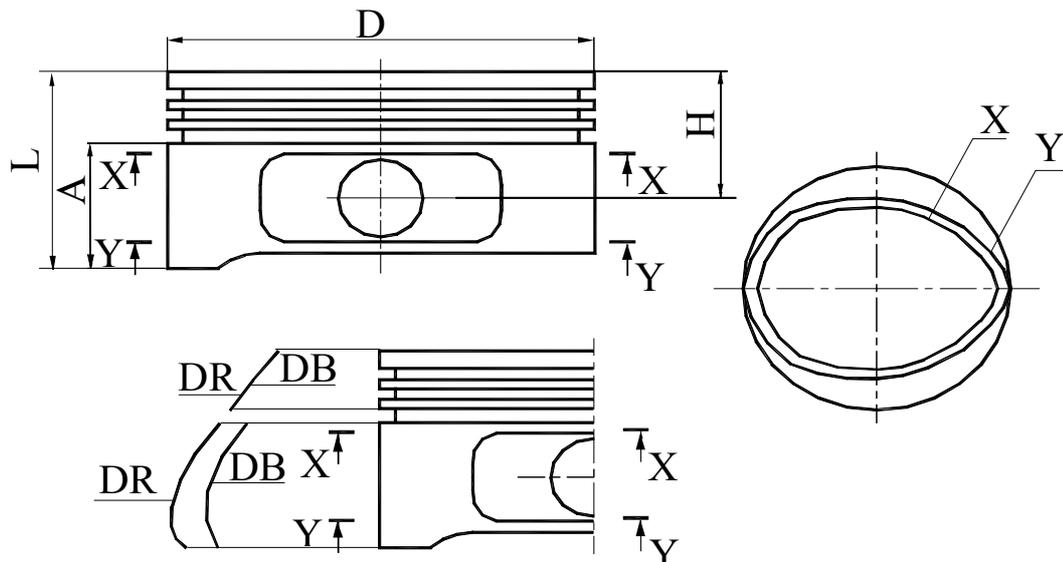


Рис. 1.2. Асимметричный поршень с короткой юбкой:

X, Y – сечения поршня в верхней и нижней частях юбки; DB, DR – профиль образующей на нагруженной и ненагруженной сторонах юбки

Проанализировав существующие современные конструкции поршней отечественных и зарубежных производителей можно сделать вывод о том, что поршень – это конструктивно и технологически сложное и наукоемкое изделие, включающее в себя передовые идеи и достижения различных сфер науки и производства

В частности, это утверждение напрямую относится к профилю и технологическим вопросам выполнения направляющей части (юбки) поршня. Необходимо отметить, что методика профилирования поршней, в частности, их направляющей части, а также технология, применяемые материалы и сплавы, включая составы покрытий, являются коммерческой тайной. Известные на сегодня методы профилирования направляющей поршня связаны, в большинстве своем, с обеспечением самоустановки поршня при его движении в цилиндре, и не решают задачи снижения механических потерь в ЦПГ. Можно утверждать, что задача обоснованного выбора метода профилирования с дополнительными подзадачами обработки, нанесения покрытия, лазерного переплава практически не рассмотрена в теории и практике создания конструкций поршней.

Необходимо отметить, что на первых этапах создания и развития принципов конструирования поршней главными критериями качества конструкции были надежность, прочностные качества, относительная простота формы и реализации технологических процессов. Это были первые шаги в области профилирования как методологии выбора оптимальной макро- и микроформы поверхности детали

Требования по минимизации коэффициента трения, повышению противоизносных свойств трибосопряжения «поршень – цилиндр» считались избыточными, и иногда рассматривались, но носили лишь рекомендательный характер, поскольку не было системных требований по обеспечению каких-либо конкретных числовых значений. Кроме того, формулируемые рекомендации по конструированию могли вступать в противоречие с другими служебными критериями.

Так, в работе [6] рассмотрена упрощенная методика конструирования и профилирования поршней, базирующаяся на обеспечении наилучших условий отвода воспринимаемого поршнем тепла. Кроме того, авторы придерживаются принципа обеспечения простой цилиндрической, по возможности симметричной, формы поршня, а для уменьшения трения рекомендуется увеличить зазор в сопряжении. Однако об увеличении расхода масла, наличии стуков и износа поршня вследствие перекладки в мертвых точках авторами умалчивается.

В работе предлагаются следующие формы боковой поверхности поршней в осевом направлении: коническая, коническо-цилиндрическая и ступенчато-коническая, однако профилирование ограничивалось на стадии задания соотношений характерных диаметров.

Результаты экспериментальных исследований, появившиеся к середине 60-х годов прошлого столетия позволили получить представление о величине толщины смазочного слоя в зазоре трибосопряжения «поршень – цилиндр», что доказало наличие гидродинамического режима смазки на большей части (исключая зоны мертвых точек) траектории движения поршня в течение рабочего цикла ДВС. Эти результаты послужили переходу на новый качественный уровень теоретических исследований в этой области.

При расчетном анализе трибосопряжения «поршень – цилиндр» большое внимание стали уделять применению аппарата классической теории гидродинамической смазки. В результате такого подхода в качестве основных критериев обеспечения работоспособности трибосопряжения выступают гидродинамическая несущая способность профиля, минимальная толщина слоя смазки, силы гидродинамического трения.

Необходимо отметить большое многообразие существующих на сегодняшний день принципов профилирования поршней ДВС, существенно отличающиеся по обоснованности выбора основного целевого критерия. В качестве таких критериев выступают: удельная работа сил трения; угол самоустанавливаемости поршня; гидродинамическая несущая способность направляющей поршня; толщина слоя смазочного материала и др..

Крупный вклад в теорию профилирования поршней внес проф. Б.Я. Гинцбург и его коллеги. В работе [58], выполненной группой этих авторов рассмотрен наиболее распространенный в настоящее время бочкообразно-овальный тип поршня.

Главной целью профилирования по Гинцбургу было устранение так называемого рамочного контактирования, вызывавшего натир и задир трущихся поверхностей юбок поршней, имевших в исходном состоянии цилиндрическую и коническую формы боковой поверхности. Цель достигалась за счет вовлечения в контакт с цилиндром возможно большей площади юбки в зоне передачи боковой силы при одновременном устранении контактирования юбки с цилиндром в зоне бобышек поршня. Кроме поршней с традиционным бочкообразным (одноопорным симметричным) профилем были изобретены и опробованы на практике многоопорные, состоявшие из двух и более сопряженных участков и ассиметричные профили юбок поршней [76, 63, 64]. В частности, в отличие от бочкообразных симметричных и ассиметричных конструкций (рис. 1.3 а, д, е), поршни с двухопорной и многоопорной юбками (рис. 1.3, б, в, г) не нуждались в опоре по колечному поясу [2], так как отличались достаточно хорошей самоуоста-

новкой юбки за счет формирования гидродинамических реакций по обе стороны от оси поршневого пальца [61, 32, 37, 29].

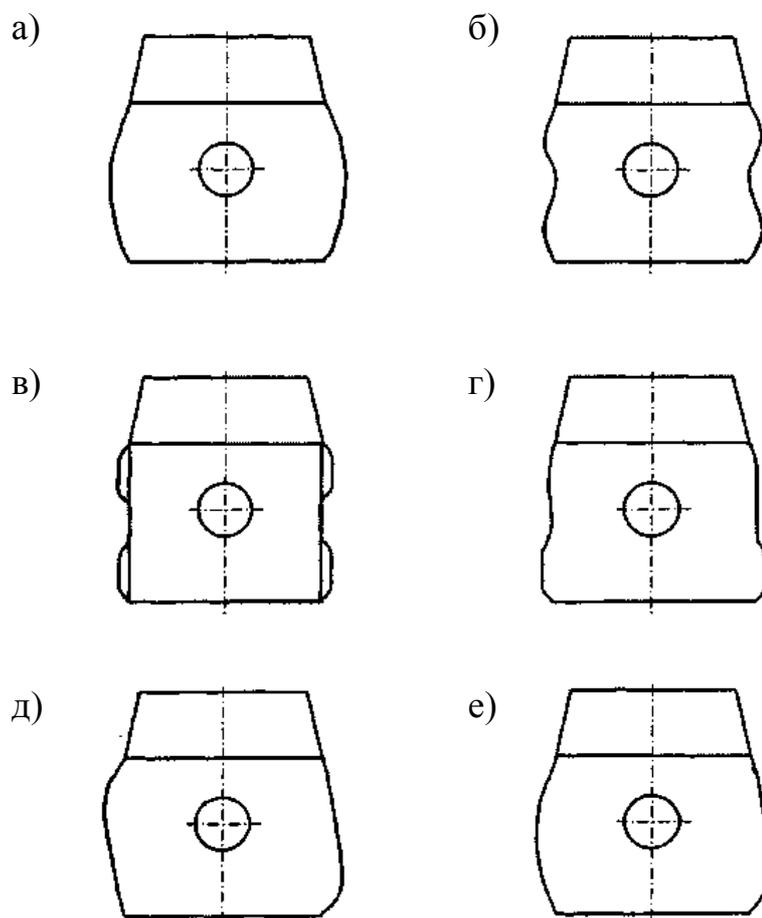


Рис. 1.3. Общий вид и формы профилей юбок известных конструкций поршней автотракторных ДВС:

- а) бочкообразно-симметричный; б) двух- и многоопорный параболоидный;
 в) двухопорный трапецевидный; г) двухопорный термоадаптивный; д) бочкообразно-асимметричный; е) бочкообразно-асимметричный

В статье [68] рассмотрены методики моделирования и оптимизации трибосопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания, приведены результаты гидродинамического расчета пары «поршень – цилиндр» различных двигателей для серийных и оптимизированных по профилю направляющей части поршней, показана эффективность применения поршней с асимметричным профилем юбки. Динамика поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя в значи-

тельной степени зависит от профиля направляющей части поршня. Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца использовалась параболическая функция. С целью оценки влияния профиля было проведено исследование параметров аппроксимирующей кривой на гидродинамические параметры. Варьирование коэффициентами параболы [66], позволило автору установить основные закономерности их влияния на гидродинамические параметры сопряжения «поршень – цилиндр». Из полученных результатов был сделан вывод, что наибольшее влияние на гидродинамические параметры оказывает смещение вершины профиля (вершины параболы) относительно геометрического центра юбки поршня и степень параболы.

В статье [70] для обеспечения одинаковых условий смазки нагруженной поверхности поршня, на которую в течение рабочего цикла действует наибольшая боковая сила, и противоположной – ненагруженной, была исследована динамика поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя. Методика экспериментальных и расчетных исследований описана в работах [18, 69].

В статье [70] делается вывод, что для улучшения условий смазки трибосопряжения вершины профиля юбки на нагруженной и ненагруженной стороне целесообразно выполнять на различных уровнях, а следовательно профиль юбки поршня должен быть асимметричным.

Также были рассчитаны несущие поверхности нагруженной и ненагруженной стороны юбки поршня в рабочем состоянии и проведено исследование влияния особенностей профиля на гидродинамические параметры трибосопряжения при расчете траектории движения поршня в цилиндре.

Результаты расчетов свидетельствуют, что смещение вершины профиля юбки на ненагруженной стороне поршня к оси поршневого пальца позволяет уменьшить расход масла на угар, несколько снизить потери мощности на трение. При этом вершина профиля на нагруженной стороне должна располагаться выше, чем вершина на ненагруженной стороне поршня. Однако смещение вершины

профиля ниже оси поршневого пальца приводит к увеличению расходов масла на угар и уменьшению наименьшей толщины смазочного слоя.

Уменьшение радиального зазора в трибосопряжении способствует снижению потерь мощности на трение, снижению расходов смазки, повышению толщины смазочного слоя, хотя при достаточно малых зазорах резко увеличиваются потери на трение и уменьшается наименьшая толщина смазочного слоя, что может привести к задиру.

Увеличение зазоров в нижней части юбки приводит к некоторому уменьшению расходов смазки, а в верхней части, наоборот к повышению расходов смазки на угар.

По результатам расчетов был подобран асимметричный профиль юбки поршня позволяющий по сравнению с исходным симметричным увеличить несущую способность трибосопряжения и снизить трибологические потери.

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности использования поршней с асимметричным профилем юбки.

Обзор патентов показывает, что за рубежом уделяется значительное внимание конструкциям поршней с асимметричным профилем [39, 36, 45, 40, 17]. Характерным примером может служить поршень, запатентованный Эмилом Рипбергером [39]. Целью изобретения являются снижение шума от ударов поршня о стенку цилиндра и опасности его заклинивания при перегреве, а также уменьшение потерь на трение. Для этого предлагается овально-бочкообразный поршень, у которого отклонение от цилиндричности больше на нагруженной стороне в верхней части юбки (рис. 1.4). При этом профили образующих в плоскости поршневого пальца также отличаются, т. е. поперечные сечения поршня имеют переменную степень овальности.

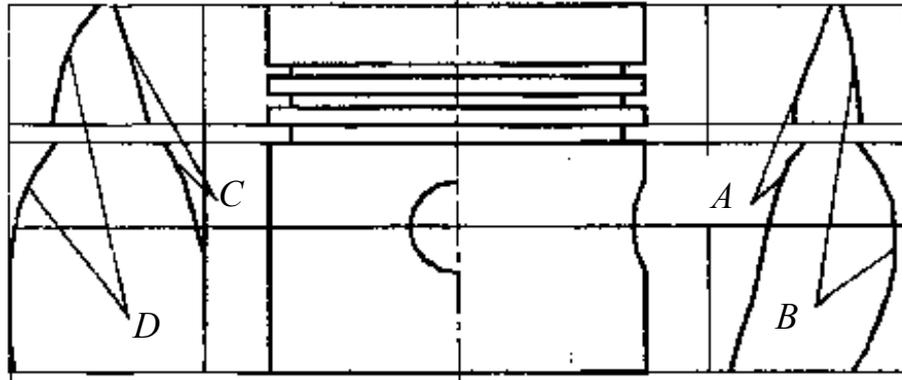


Рис. 1.4. Поршень с овально-бочкообразным профилем:

A, B – профили образующей в плоскости оси поршневого пальца;

C, D – то же в плоскости качания шатуна

Для уменьшения потерь на трение и шума некоторые авторы предлагают выполнять поршень с направляющей частью как можно меньшей длины [24, 23, 42]. Примером может служить поршень, запатентованный в Германии Фейзером Эберхардом [24] (рис. 1.5). Для этого поршня рекомендованы следующие соотношения размеров основных элементов: $H = (0,5...0,6) \cdot D$; $K = (0,3...0,4) \cdot D$; $R = (0,20...0,37) \cdot D$. Автор считает, что при таком соотношении размеров уменьшится угол наклона поршня и, следовательно, уровень шума от его удара о стенку цилиндра.

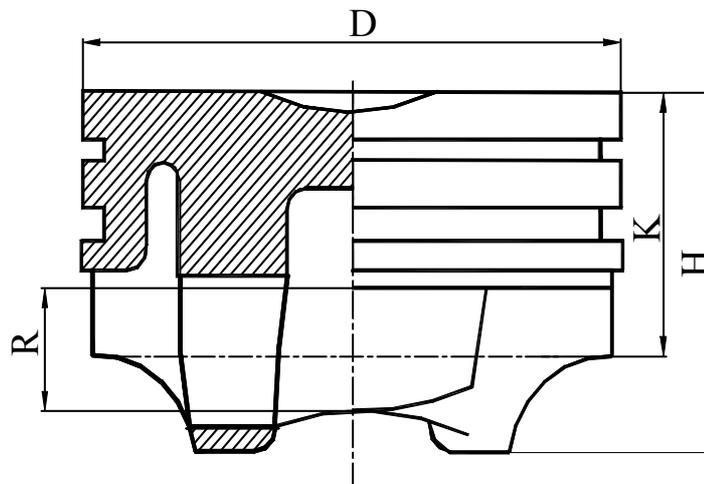


Рис. 1.5. Симметричный поршень с короткой юбкой:

D – диаметр поршня; *H* – высота поршня; *K* – расстояние от днища поршня до оси поршневого пальца; *R* – длина юбки поршня

Для уменьшения расхода масла на угар разрабатывают конструкции поршней с переменной овальностью по высоте [73, 41]. Тойоми Шибя [73] предложил одноопорный симметричный поршень, у которого овальная в поперечном сечении юбка условно разделена на две части плоскостью, проходящей через ось поршневого пальца (рис. 1.6).

В верхней части больший и меньший диаметры овалов равномерно увеличиваются в направлении от камеры сгорания, а в нижней – увеличивается только меньший диаметр овала. В результате на юбке образуются контактные поверхности трапецевидной формы, сужающиеся кверху. При работе масло со стенок цилиндра поступает вдоль границ этих поверхностей к прямоугольным проточкам и через направляющие канавки возвращается в картер, снижая попадание смазки в камеру сгорания. За счет большей ширины контактных поверхностей возрастает износостойкость и уменьшается уровень шума от удара поршня о стенку цилиндра.

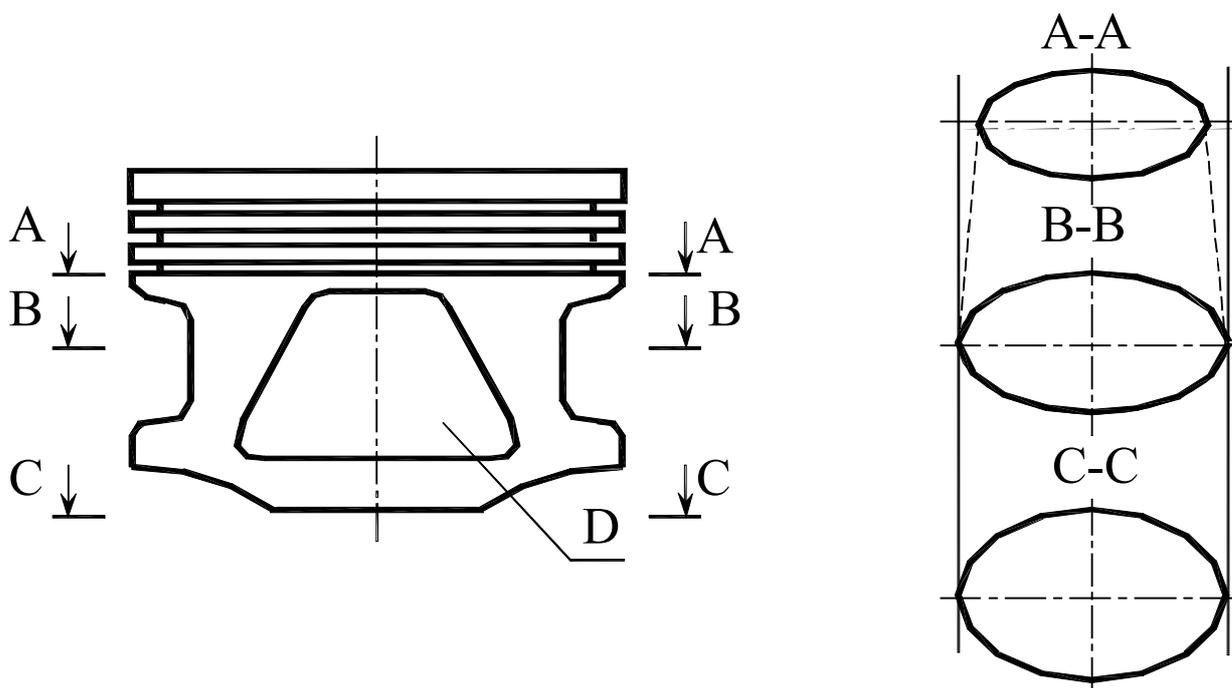


Рис. 1.6. Одноопорный симметричный поршень с переменной овальностью по высоте:

(A–A) – сечение поршня по верху юбки; (B–B) – то же, в плоскости оси поршневого пальца; (C–C) – то же по низу юбки; D – контактная поверхность на юбке

С целью снижения потерь на трение поршня и увеличения надежности сопряжения «поршень – цилиндр» применяются двухпорные поршни [34, 63, 35]. Например, у запатентованного Путинцевым С.В. [34] поршня образующая юбки выполнена в виде ломаной линии, имеющей три сопряженных участка одинаковой длины: трапецеидальный, цилиндрический и конический (рис. 1.7). После прогрева поршня образующая трансформируется в линию, состоящую из двух одинаковых бочкообразных участков и заключенного между ними цилиндрического участка. По мнению авторов, такая форма образующей профиля обеспечивает увеличение несущей способности сопряжения, рост толщины слоя смазки в зазоре между юбкой поршня и стенкой цилиндра.

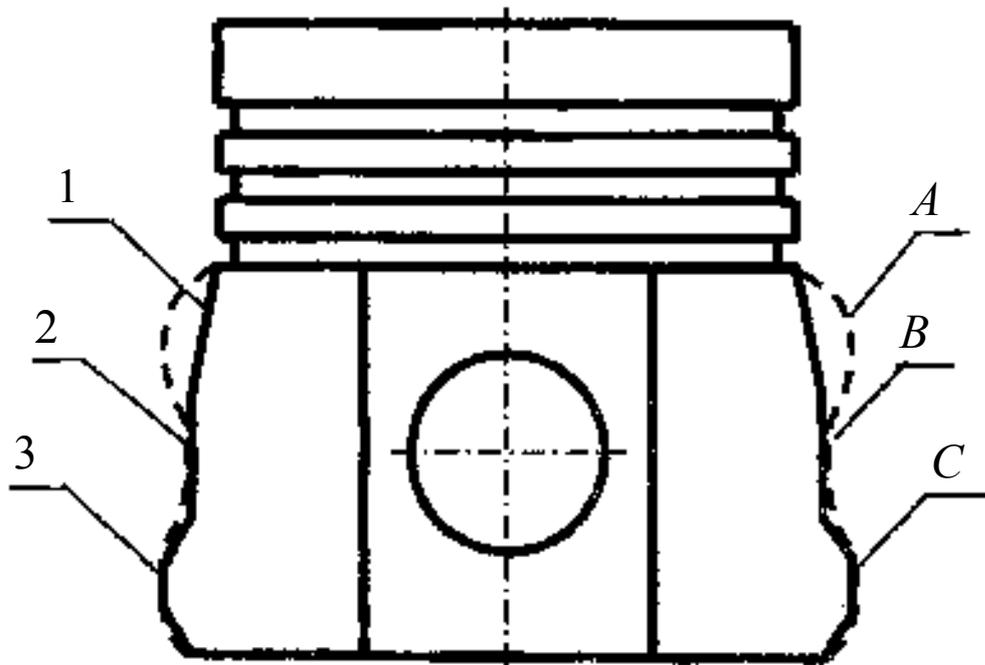


Рис. 1.7. Двухпорный симметричный поршень:

1 – конический участок; 2 – цилиндрический участок; 3 – трапецеидальный участок; А, С – верхний и нижний бочкообразные участки соответственно; В – цилиндрический участок; – – – – профиль юбки в горячем состоянии

Для снижения потерь на трение сопряжения «поршень – цилиндр» на направляющей части поршня выполняют выступы и впадины, формирующие контактную поверхность юбки и создающие так называемые масляные подушки для

предотвращения контактов поршня со стенкой цилиндра [46, 79, 44]. Например, поршень, запатентованный Майклом Роудсом [46], имеет три контактных участка, полностью разделенных между собой: два – в верхней части и один – в нижней (рис. 1.8). Остальная поверхность юбки не воспринимает нагрузку и поэтому не подвергается чистовой обработке. Контактные участки имеют выступающую на 10... 150 мкм выпуклую область, соединенную скатами с основной поверхностью тела поршня. Автор предполагает, что вследствие уменьшения площади контакта юбки со стенкой цилиндра уменьшатся потери на трение.

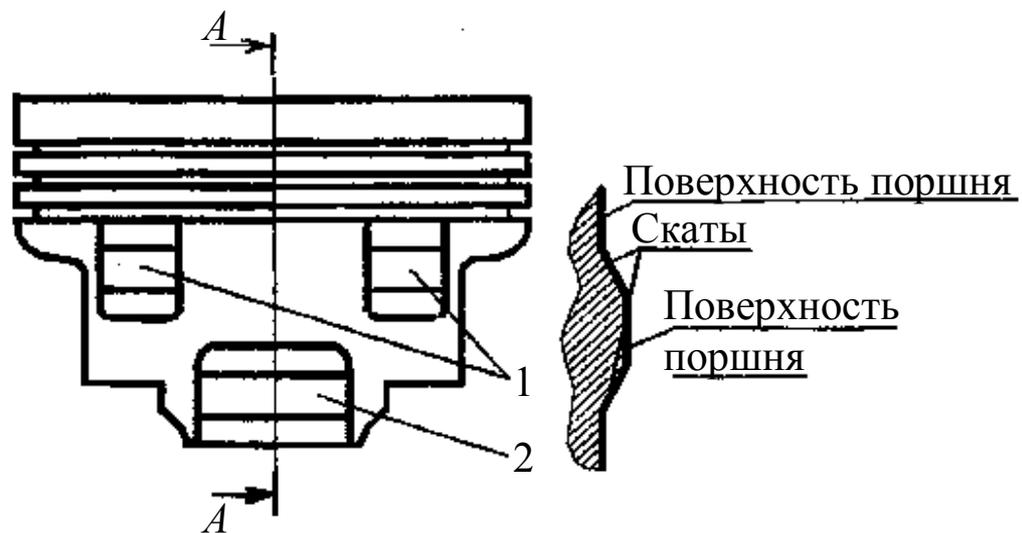


Рис. 1.8. Поршень с тремя контактными участками на юбке:

1 – контактные участки в верхней части юбки;

2 – то же в нижней части.

Другой пример профилирования направляющей части – поршень, предложенный Ричардом Хартом [80]. Профиль получен путем изменения радиуса в направлении угловой координаты, в результате чего на юбке получают углубления, идущие вдоль контактных поверхностей и постепенно сужающиеся книзу. Глубина этих выемок в верхней части юбки максимальная и уменьшается в направлении от днища. Выемки способствуют удержанию смазки на юбке, в результате чего повышается надежность сопряжения «поршень –

цилиндр» и снижается шум, так как поверхности поршня и цилиндра всегда разделены масляной пленкой.

Нужного макропрофиля юбки поршня можно достичь организацией на её поверхности канавок для удержания смазки на юбке. Например, Рожков А.П. [43] предлагает поршень, на юбке которого выполнены волнообразные канавки переменной ширины. Ширина канавки максимальна в зонах наименьшего бокового давления поршня, минимальна – в зоне наибольшей величины боковых сил. Профиль канавок способствует увеличению давления масла в наиболее нагруженных зонах и увеличивает опорную рабочую поверхность в этих зонах. Канавки могут быть выполнены и в виде насечки, как в патенте Д.А. Паркера и Р.Х. Сли от 1988 года [47]. В нем с целью обеспечения надежной, достаточной и контролируемой подачи смазки к трущимся поверхностям юбки предлагается поршень, на контактных зонах юбки которого выполнено множество горизонтальных углублений или канавок, соединенных через сквозные каналы диаметром 1...1.5 мм в стенке поршня, которые расположены на концах канавок, последние с круглым или V-образным поперечным сечением и глубиной от 0,2 до 1 мм могут быть нанесены химическим травлением. Зона расположения канавок может составлять 30...80 % длины юбки поршня по высоте и до 80 % окружной длины контактной зоны юбки. Смазка, попадающая из внутренней полости поршня в каналы, подвергается большому внешнему ускорению под действием переменных сил, возникающих при переключке поршня в районе верхней мертвой точки такта сгорания и поступает в углубления на нагруженной поверхности юбки, распространяясь по всей ее поверхности и улучшая её смазку.

В 2004 году Юконг Вонг и Дональд Браун запатентовали поршень с улучшенными антизадирными свойствами [38]. Поверхность юбки запатентованного поршня обрабатывается в виде чередующихся граней и впадин: расстояние между гребнем и впадиной D составляют 6–8 мкм, а между смежными гребнями F – 0,18–0,23 мм (рис. 1.14). На такую поверхность наносится слой композитного покрытия (полимерного или нитрида никеля-бора).

Как известно, нагрузка на левую и правую стороны юбки отличаются. Следовательно, для обеспечения оптимальных условий работы поршня профили юбки с левой и правой сторон должны быть различны. Это положение реализовано в конструкциях поршней с асимметричным профилем юбки для двигателей воздушного и жидкостного охлаждения. За счет применения асимметричного профиля юбки и уменьшения монтажных зазоров достигнуто значительное снижение расхода масла в направлении камеры сгорания и потерь на сопротивление движению поршня на смазочном слое.

В 1993 г. запатентован поршень [33] с юбкой, асимметричной относительно вертикальной оси поршня. Форма юбки для левой и правой образующих выбрана по соотношению: $H_3 > H_1 > H_4 > H_2$ (рис. 1.9), где H_1 и H_2 – высота профиля образующей в верхней и нижней частях для левой образующей, H_3 и H_4 – высота профиля образующей в верхней и нижней частях юбки для правой образующей, причем криволинейные образующие выполняются в соответствии с определенными соотношениями. Дальнейшее развитие такая конструкция поршней получила в патенте Российской Федерации [78].

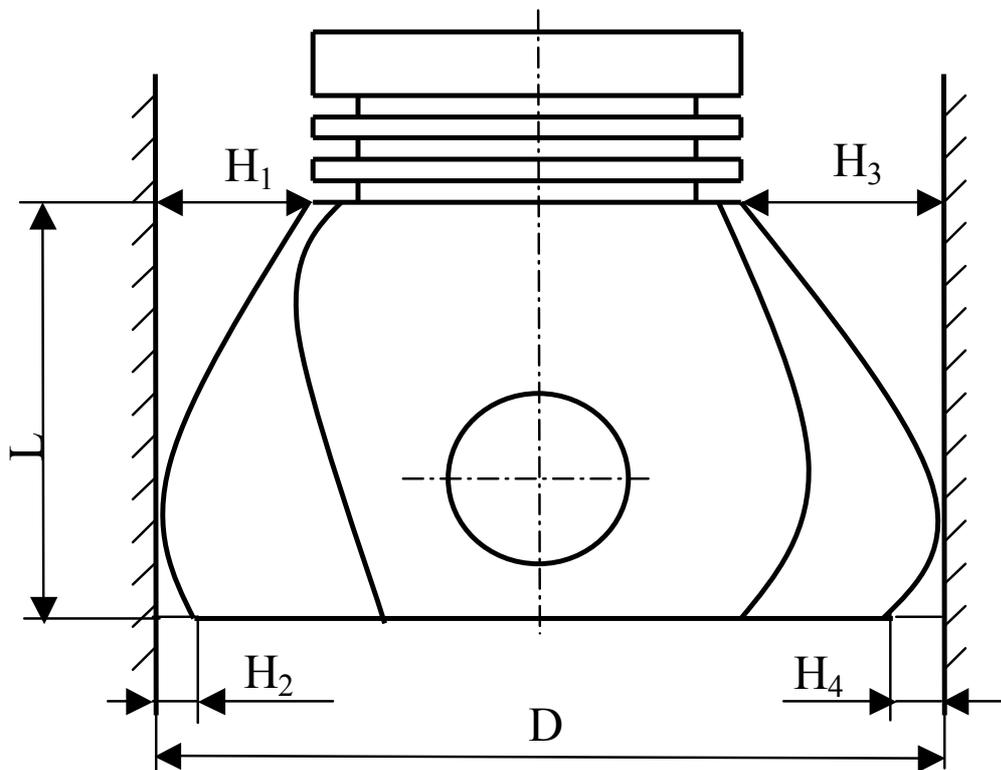


Рис. 1.9. Поршень с несимметричным профилем, юбки

Представляют интерес соотношения размеров основных элементов у поршня (рис. 1.10, табл. 1.1), запатентованного Л. Гофманом [31]. Этот поршень обладает сравнительно малым весом по сравнению с серийными поршнями, простой и недорогой в изготовлении и при этом устойчив к высоким тепловым и механическим нагрузкам, что достигается применением алюминиевого сплава с содержанием железа не более 0,5 %.

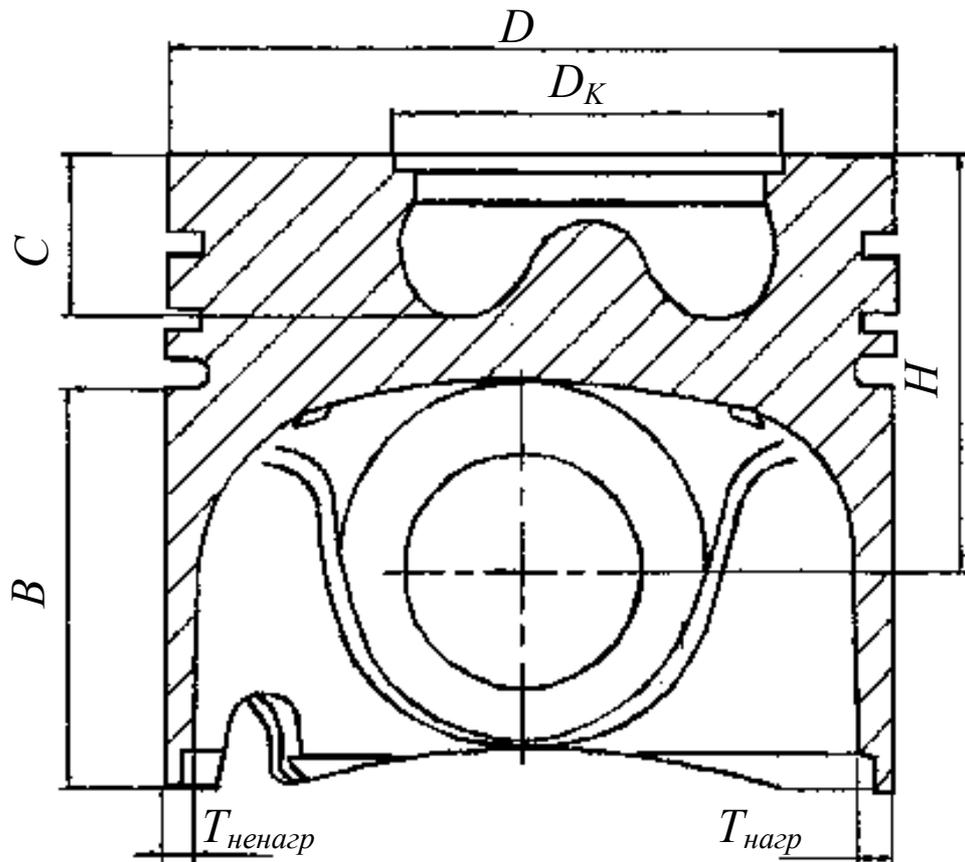


Рис. 1.10. Симметричный поршень из легкого сплава

В настоящее время в патентной литературе прослеживается тенденция к применению составных поршней [75, 28, 7]. Поршень, запатентованный Рэнделом Гэйзером [75], предназначен для высоконапряженных дизелей и состоит из верхней и нижней частей, соединенных между собой сваркой трением. Верхняя часть содержит днище с камерой сгорания, пояс канавок для поршневых колец и внутреннюю верхнюю часть камеры масляного охлаждения. Нижняя часть содержит

канавку под маслосъемное поршневое кольцо, внутреннюю нижнюю часть камеры масляного охлаждения, бобышки под поршневой палец и юбку. Бобышки заглублены относительно наружного диаметра поршня и связаны с юбкой, которая выходит на наружный диаметр поршня только в зонах, перпендикулярных бобышкам.

Таблица 1.1

Соотношение размеров поршня (по [31])

Размер	Обозначение	Рекомендуемое соотношение	Патентованный поршень
Диаметр поршня	D	Необходимый	81мм
Высота уплотняющего пояса	H	$(0,48...0,63)D$	$0,56D$
Глубина выемки под камеру сгорания	C	$(0,16...0,35)D$	$0,21D$
Диаметр выемки под камеру сгорания	D_K	$(0,4...0,62)D$	$0,54D$
Длина юбки поршня	B	$(0,25...0,45)D$	$0,32D$
Толщина стенки на нагруженной стороне в плоскости поршневого пальца	$T_{нагр}$	$(0,030...,0,065)D$	$0,052D$
Толщина стенки на ненагруженной стороне в плоскости качания шатуна	$T_{ненагр}$	$(0,023...0,047)D$	$0,027D$

Так же примером составных поршней может служить запатентованный в 2003 году группой конструкторов поршень, характерной особенностью которого является отсутствие втулок под поршневой палец [28]. Он выполнен из двух частей: стальной головки с поясом поршневых колец и бобышками под поршневой палец; юбки из алюминиевого сплава. Поршневой палец покрыт тонким пористым слоем фосфата магния. Покрытие обеспечивает передачу усилий от поршня к шатуну через стальные поверхности и удержание между ними слоя масляной пленки. Данный поршень предназначен для тяжело нагруженных дизелей и обеспечивает работу с удельными давлениями в сочленениях с поршневым пальцем более 180 бар.

Применение составных конструкций может служить как для облегчения поршней тяжело нагруженных двигателей, так и для облегчения изготовления поршней со сложной системой масляного охлаждения. Вэйбо Венг, Гордон Старр и Гуангпинг Пан в 2004 году запатентовали конструкцию в которой осуществляется масляное охлаждение головки поршня с одновременным охлаждением и смазыванием верхней головки шатуна и поршневого пальца [7]. Поршень выполнен составным из головки с поясом поршневых колец и юбки с бобышками под поршневой палец. В головке поршня выполнена кольцевая масляная галерея. Форсунка, подающая снизу струю масла на вход масляной галереи максимально приближена к ней за счет вертикального выреза в нижней части юбки поршня. Отражатель на входе в масляную галерею направляет часть подаваемого форсункой масла на верхнюю головку шатуна и поршневой палец.

Судя по количеству статей и патентов, посвященных совершенствованию конструкций поршней, одним из наиболее перспективных представляется направление, связанное с изменением соотношений размеров элементов поршня и профилированием образующей поверхности юбки.

В работе [92] предложен метод основанный на предположении о самопрофилировании поршня в ходе приработки. Для достижения такого эффекта на поршень наносится композитный материал, после чего проводятся 2–4 часовые испытания на двигателе в номинальном режиме. Изначально поршень устанавливается в двигатель с нулевым зазором. Предполагается, что в процессе работы профиль поршня примет форму, при которой потери мощности, угар и шумность будут минимальны.

Авторами статьи [27] предлагается схожий метод профилирования. После кратковременной работы двигателя изучаются натирки на поршне и производится фланкирование несущей поверхности. Можно предположить, что результат применения такого подхода во много будет определен уровнем подготовки и навыками исполнителя. Следует отметить, что этот метод так же, как и предыдущий не требует проведения новой серии испытаний для каждой модели и модификации двигателя.

Так же в производственной практике зачастую выбирают профиль поршня по двигателю аналогу. При этом просто подбирается соответствующий масштаб исходя из значений диаметров проектируемого и масштабируемого поршней. Однако, как правило, не учитывается различие других геометрических параметров, условий тепловых и механических нагрузений, не принимается во внимание влияние профиля несущей поверхности на образование гидродинамического масляного клина. Не смотря на свою простоту такой подход совершенно неприемлем.

Экспериментальные исследования указывают на факт возникновения в сопряжении «поршень – цилиндр» гидродинамического режима трения. В работе [12] изучалась взаимосвязь профиля несущей поверхности поршня и потерь мощности на трение. Установлено, что подбором образующей можно добиться снижения на 40 % потерь механических потерь в сопряжении. Этот факт позволяет достоверно утверждать, что между поршнем и цилиндром имеет место жидкостное трение.

Обобщая изученные способы получения профиля образующей поршня можно сделать вывод об отсутствии единых методологических основ и узкой направленности применяемых подходов. Как правило, авторы фокусируются на решении одной из задач, таких как снижение вероятности кромочного контактирования, снижении вибраций, сокращении расхода масла, снижения трения. Зачастую не принимается во внимание установленный факт наличия смазочного слоя между юбкой поршня и цилиндром. Эффективность методов учитывающих наличие масляной пленки ограничивается исходным предположением о том, что осуществляется только один из режимов трения (гидродинамический, смешанный, либо граничный), в то время, как одновременно могут реализовываться сразу несколько режимов [59].

Следует подчеркнуть, что в настоящее время возрастает интерес к применению загущенных моторных масел с различными комплектами присадок. В связи с этим появляется необходимость выбора профиля образующей поршня с учетом вязкостно-температурной характеристики новых масел.

Воздействие технологии изготовления на трение и износ деталей ДВС проявляется через следующие параметры поверхностей трения: микропрофиль (микрорельеф); шероховатость; физико-химические свойства поверхностного слоя (покрытия). Влияние перечисленных параметров на гидромеханические характеристики поршня подробно рассматривается в работах [8, 11].

1.2 Цель и задачи исследования

Всё вышесказанное позволяет сформулировать **цель исследования**, которая заключается в разработке методического и программного обеспечения для расчета динамики движения поршня на смазочном слое в цилиндре и глубины износа элементов сопряжения «поршень – цилиндр» в тепловых двигателях, позволяющего выбирать макропрофиль несущей поверхности поршня, обеспечивающий повышение механического КПД, снижение расхода масла на угар и износа сопряжения, на ранней стадии проектирования двигателей.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать математическую модель движения поршня на смазочном слое в цилиндре, учитывающую макропрофиль направляющей поверхности (юбки) поршня и степень заполнения зазора в сопряжении смазочным материалом на основе применения алгоритмов сохранения массы
2. Разработать методику расчетной оценки ресурса ТС «поршень – цилиндр» на основе экспериментальных исследований линейной интегральной интенсивности изнашивания поверхностей элементов сопряжения.
3. Разработать алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и ГМХ сопряжения «поршень – цилиндр», с учетом степени заполнения зазора в сопряжении смазочным материалом, пригодное для инженерной практики.
4. Оценить влияние конструктивных параметров несущей поверхности поршня на динамику, ГМХ и ресурс сопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания.

ГЛАВА 2 МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ В ЦИЛИНДРЕ С УЧЕТОМ СТЕПЕНИ ЗАПОЛНЕНИЯ ЗАЗОРА НА ОСНОВЕ АЛГОРИТМА СОХРАНЕНИЯ МАССЫ СМАЗОЧНОГО МАСЛА

При разработке методики расчета сложнонагруженного трибосопряжения (ТС) «поршень (шип) – цилиндр (подшипник)» были приняты следующие основные допущения гидродинамической теории смазки [77]:

- трение в ТС обусловлено внутренним трением смазочной жидкости;
- скорость движения смазочной жидкости вблизи поверхностей шипа и подшипника равна нулю;
- течение смазочной жидкости ламинарное;
- поверхности шипа и подшипника считаются идеально гладкими и жёсткими;
- теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

Методики расчёта ТС «поршень – цилиндр», как правило, базируются на совокупности методов решения следующих взаимосвязанных задач [56]:

1. Расчет параметров внутрицилиндровых процессов, индикаторных и эффективных показателей дизеля.
2. Расчет теплового и силового воздействий на поршень и гильзу цилиндра.
3. Построение траектории движения центра масс шипа на смазочном слое под действием внешней периодической нагрузки.
4. Расчёт поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности шипа и подшипника, при известном законе их относительного движения.
5. Расчёт интегральных гидромеханических характеристик (ГМХ) ТС.

2.1 Расчет параметров внутрицилиндровых процессов, индикаторных и эффективных показателей дизеля

Синтез рабочего цикла для расчета параметров внутрицилиндровых процессов, индикаторных и эффективных показателей дизеля производился по методике, разработанной на кафедре ДВС ЮУрГУ, в основе которой лежат основные положения, предложенные проф. Вибе И.И. и развитые Фарафоновым М.Ф., Лазаревым Е.А. и Лавриком А.Н. [15].

Особенностью методики являются следующие основные положения, учитывающие современные тенденции развития математических моделей рабочего цикла:

1. Учет изменения состава рабочего тела при определении давлений, удельного объема и молекулярной массы производится для единицы массы заряда с учетом топлива, участвующего во внутреннем смесеобразовании.

2. Процесс сгорания топлива рассматривается как процесс подвода теплоты с учетом изменения состава образующихся и участвующих в нем газов.

3. Унимодалная функция И.И. Вибе в целях обеспечения достаточной точности используется в модифицированном виде, учитывающем наличие двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания топлива.

В математическую модель рабочего цикла отдельными блоками входят математические модели следующих процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также критериальная оценка качества процесса сгорания и синтез индикаторных показателей рабочего цикла.

В качестве примера проведен синтез рабочего цикла дизеля типа ЧН 13/15. Исходные данные и результаты расчета для режима максимальной мощности N_{\max} приведены в приложении 1 табл. П.1.1 и П.1.2. В табл. П.1.3, П.1.4, П.1.5 приложения 1 приведены результаты расчета процессов сжатия, сгорания и расширения соответственно. На рис. 2.1 приведена индикаторная диаграмма давления газов.

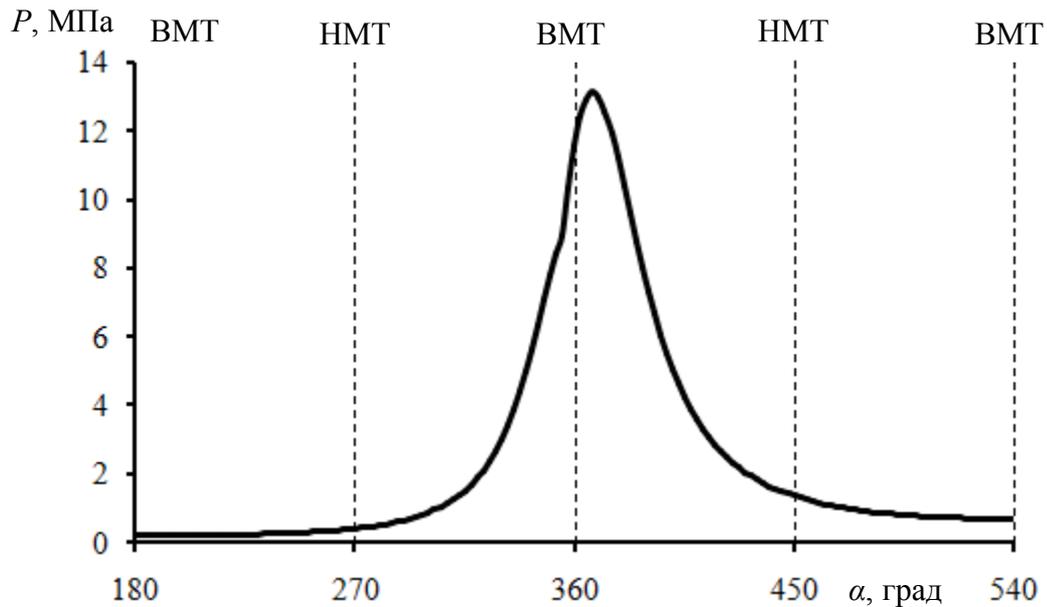


Рис. 2.1. Индикаторная диаграмма давления по углу поворота коленчатого вала α

2.2 Расчет теплового и силового воздействий на поршень и гильзу цилиндра

Для определения теплового и деформированного состояния поршней и гильзы цилиндра, в соответствии с чертежами, разработаны объемные конечно-элементные модели поршней и гильзы, выбраны в качестве граничных условий параметры теплоотдачи и значения температуры окружающей среды для разработанной модели. Метод конечно-элементного анализа, как один из наиболее производительных и, одновременно, достаточно достоверных способов оценки теплового и напряженно-деформированного состояния, использован для решения тепловой и механической задач элементов КШМ. Результаты решения тепловой задачи позволяют определить уровень и характер распределения тепловых потоков, а также величину поверхностных и объемных температур, что в конечном итоге, позволяет оценить величину термических деформаций.

Поршневой комплект дизеля исследуемой конструкции состоит из собственно поршня, компрессионных и маслосъемного поршневых колец, поршневого пальца и деталей, препятствующих осевому перемещению поршневого пальца. В головке поршня следует выделить отдельные элементы: цилиндрическую образующую с канавками для установки поршневых колец, бобышки с отверстиями

для установки поршневого пальца, внешнее днище, формирующее камеру сгорания и внутреннее днище.

Для оценки граничных условий теплового и механического нагружений поршня рассмотрен тепловой баланс и особенности газодинамического нагружения основных деталей цилиндропоршневой группы в ходе рабочего цикла дизеля типа ЧН 13/15 при использовании программы ANSYS DesignSpace for SolidWorks в соответствии с разработанной методикой [20], применяемой на кафедре ДВС ЮУрГУ.

Для оценки распределения температур по поверхности и в объеме поршня, созданы и представлены в виде совокупности конечных элементов твердотельная и конечно-элементная модели. Величины удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности для материала поршня корректировались в зависимости от температуры. Решение тепловой задачи формируется совокупностью граничных условий теплообмена, включающей: теплофизические свойства материалов, эквивалентные коэффициенты теплоотдачи и результирующие температуры среды.

Граничные условия теплового нагружения элементов поршня, учитывающие распределение коэффициентов теплоотдачи в объеме камеры сгорания дизеля, определены и приложены к конечно-элементной модели поршня. При определении распределения температур по поверхности и в объеме поршня, в соответствии с методом конечных элементов, минимизируется функционал, эквивалентный дифференциальному уравнению теплопроводности и граничным условиям. Для этого модель поршня представляют в виде системы конечных элементов определенной формы. В пределах каждого элемента конкретизируют свойства материала, в предположении, что при переходе через границы смежных элементов они изменяются дискретно и с учетом зависимости от температуры. В качестве функции формы, описывающей распределение температуры в элементе, обычно используется полином. Системой неизвестных являются температуры в узлах граней элементов, через которые затем выражают распределение температур в их пределах. Подставляя функцию формы в выражение функционала, находят его минимум по отношению к температурам узлов конечно-элементной модели при

заданных граничных условиях, и, следовательно, температуры. Результаты определения температурного состояния поршня дизеля типа ЧН 13/15 представлены на рис. 2.2 а.

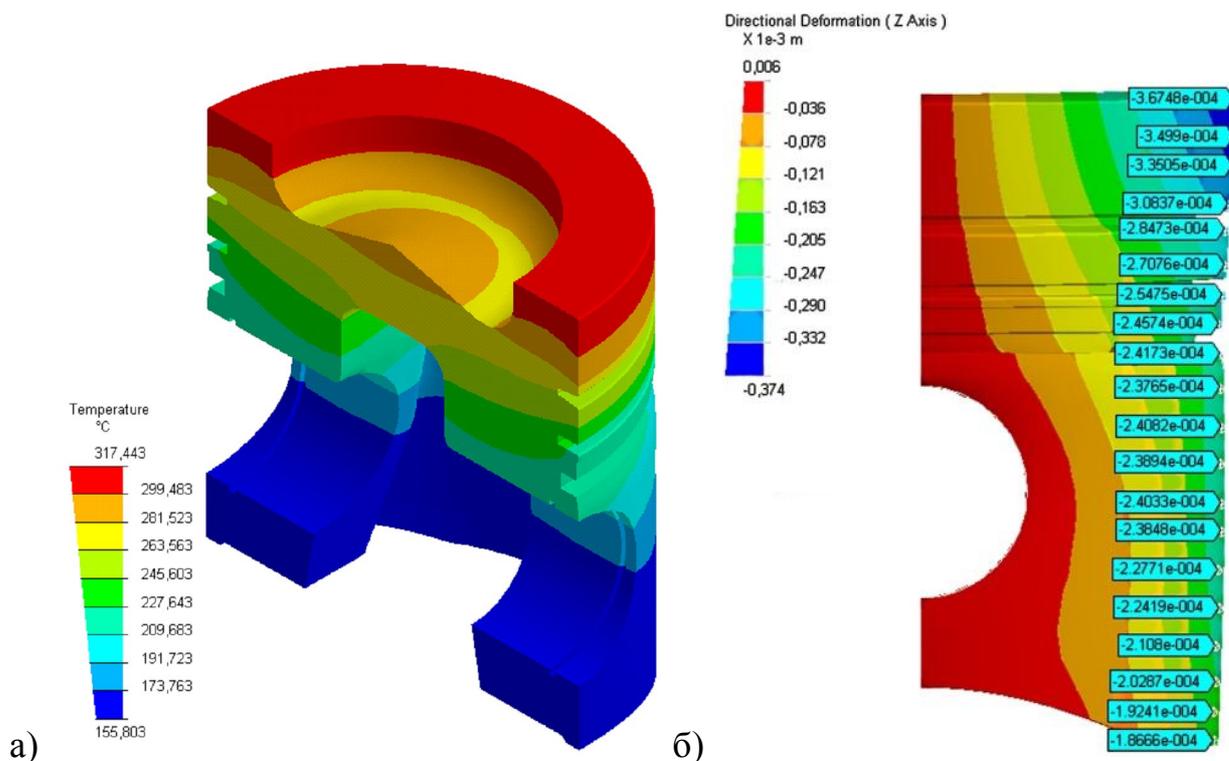


Рис. 2.2. Результаты расчета температурных полей (а) и полей деформаций (б) поршня дизеля типа ЧН 13/15

При определении полей деформации (рис. 2.2 б) в ходе прочностного статического анализа, соответствующего однократному нагружению поршня, предполагается отыскание такой системы перемещения точек упругого материала поршня, для которой ее полная потенциальная энергия минимальна. Модель поршня заменяют системой конечных элементов, соединенных узловыми точками на границах. Перемещения этих узлов составляют основную систему неизвестных. Затем выбирают вид функции формы, определяющей перемещение любой точки в элементе и на его гранях. Для задания системы внешних нагрузок определяют систему узловых перемещений упругого тела поршня, при которой достигается минимум полной потенциальной энергии. Действие всех внешних и внутренних силовых факторов заменяется действием статически эквивалентных

им усилий в узлах. Для упругого тела поршня задаются связи, ограничивающие его перемещения как одного целого. Определив поле узловых перемещений, аппроксимирующее поле перемещений точек упругого тела, определяют деформации и напряжения в элементе.

К рабочей поверхности гильзы цилиндра теплота передается непосредственно от горячих газов, а также от поршня (главным образом через поршневые кольца). Значительную долю теплоты составляют затраты мощности на преодоление трения в сопряжении «кольцо – гильза цилиндра», а также трения в области направляющей части поршня. Точки поверхности, находящиеся ниже положения первого компрессионного кольца в ВМТ, подвергаются воздействию горячих газов только в течение части отдельных тактов работы двигателя, когда эти точки не «перекрыты» поршнем.

Тепловое нагружение гильзы цилиндра представлено граничными условиями 3-его рода, характеризующимися эквивалентными коэффициентами теплоотдачи и результирующей температурой газовой среды. Они назначены с учетом результатов многочисленных расчетных исследований и экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний дизелей различных типов. Результаты расчета теплового состояния гильзы приведены на рис. 2.3а.

Граничные условия механического нагружения гильзы цилиндра представлены величинами давлений, действующими на различные участки образующей и торцевой поверхности. К числу основных поверхностей для приложения граничных условий силового воздействия относят: внутреннюю образующую поверхность гильзы со стороны камеры сгорания дизеля, торцевую поверхность, контактирующую с головкой блока цилиндров и наружную образующую поверхность со стороны системы охлаждения. Оценка уровня давлений со стороны камеры сгорания выполнена совместно с результатами теплового расчета дизеля типа ЧН 13/15 для режима максимальной мощности N_{\max} . Величина давления со стороны торцевой поверхности определена исходя из усилия «прижатия» гильзы головкой блока цилиндров, формирующегося величиной предварительной затяжки болтов головки блока цилиндров и величиной растягивающего их давления в

цилиндре дизеля. Уровень давления на наружной поверхности образующей гильзы цилиндра выбран с учетом параметров движения охлаждающей жидкости в системе охлаждения.

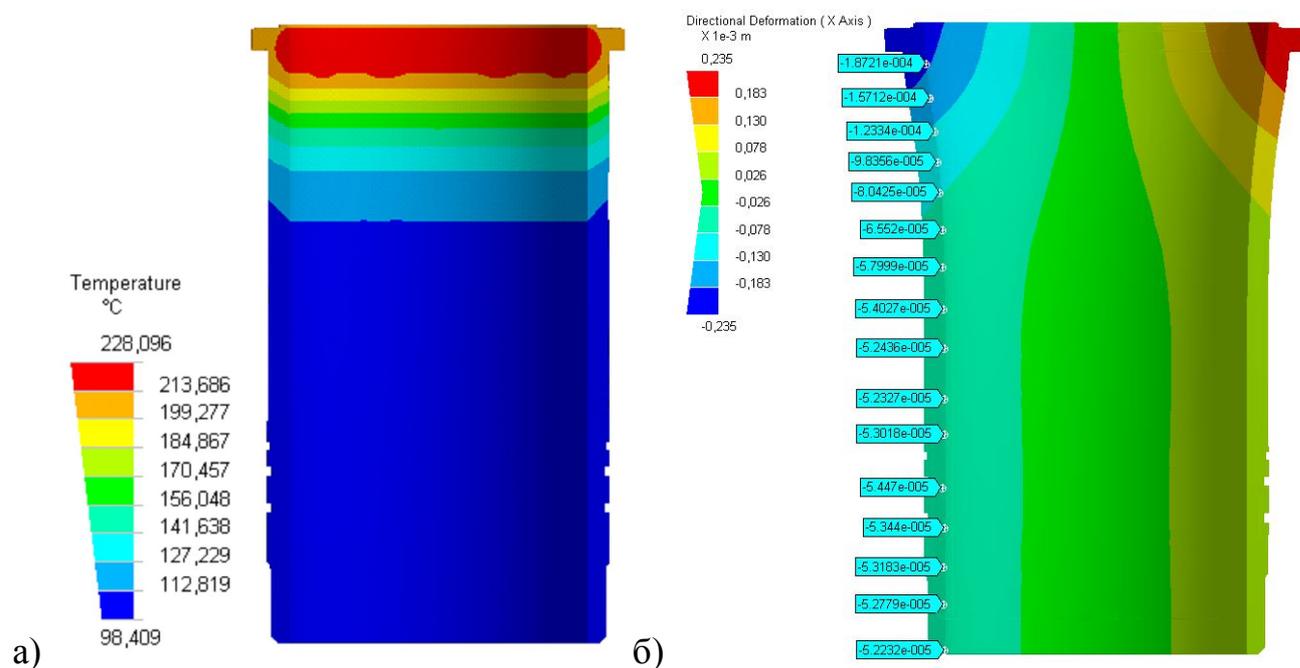


Рис. 2.3. Результаты расчета температурных полей (а) и полей деформаций (б) гильзы цилиндра дизеля типа ЧН 13/15

Результаты статического термо-прочностного расчета гильзы цилиндра представлены распределением суммарных деформаций. Уровень контактных давлений и величина тепловыделения в сопряжениях «поршневое кольцо – гильза цилиндра» и «юбка поршня – гильза цилиндра» считались много меньшими по сравнению с величинами давления и теплового потока в гильзу цилиндра со стороны рабочих газов. Результаты оценки суммарных деформаций гильзы цилиндра (рис. 2.3б).

2.3 Уравнения движения поршня двигателя внутреннего сгорания на смазочном слое в цилиндре

Задача оценки динамики сложнонагруженного трибосопряжения «поршень (шип) – цилиндр (подшипник)» сводилась к построению траектории движения поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля под действием внешней периодической нагрузки и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ), к которым относятся: мгновенные (в момент времени τ) 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 h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл τ_y величины; мгновенные и средние потери мощности на трение $N(\tau)$, N^* ; расходы смазки $Q(\tau)$, Q^* в направлении камеры сгорания и протяженность зоны касания $\alpha|_{h=h_{kp}}$, где значение минимальной толщины смазочного слоя h_{\min} меньше некоторого критического значения h_{kp} . Анализом перечисленных характеристик непосредственно или косвенно оценивают такие эксплуатационные свойства сопряжения как теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность антифрикционного слоя, его задиростойкость.

Рассмотрим движение профилированного поршня как твердого тела на смазочном слое в пространстве зазора цилиндра двигателя внутреннего сгорания (рис. 2.4).

Система координат XYZ закреплена на неподвижном цилиндре, начало систем координат $X_1Y_1Z_1$ находится в центре масс движущегося поршня. На рисунке обозначено: P_G – 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 масс поршня относительно центра оси пальца; e_n – смещение оси пальца поршня относительно продольной оси (дезаксаж поршня); e_o – смещение оси цилиндра относительно оси кривошипно–шатунного механизма (дезаксаж двигателя); R_x, R_y – проекции реакции смазочного слоя, действующей

Таким образом, вследствие особенностей кинематики, а также наличия зазоров в кривошипно–шатунном механизме поршень имеет возможность перемещаться в общем случае в плоскостях XOZ , YOZ . Ускорение точки C вдоль оси OZ примем равным ускорению поступательного движения поршня, определенного в кинематике плоскопараллельного движения кривошипно–шатунного механизма. Силу действия шатуна R_{AB} будем считать заданной силой, находящейся в плоскости, параллельной плоскости XOZ . Цилиндр неподвижен ($w_2 = 0$). Считая, что вращение поршня относительно оси Z_1 не происходит, получаем систему дифференциальных уравнений движения поршня на смазочном слое цилиндра

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_c &= F_x + R_x; \\ m\ddot{Y}_c &= F_y + R_y; \\ m\ddot{Z}_c &= F_z + R_z; \\ J_{x_1}\ddot{\gamma}_x &= M_{x_1} + M_{x_1}; \\ J_{y_1}\ddot{\gamma}_y &= M_{y_1} + M_{y_1}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где F_x, F_y, F_z – проекции главного вектора внешних сил на оси системы координат $OXYZ$; M_{x_1}, M_{y_1} – проекции главного момента внешних сил относительно центра C на оси системы $CX_1Y_1Z_1$; 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^i поступательного движения поршня вдоль оси OZ с учетом ускорения ε коленчатого вала в цикле определим из уравнений кинематики кривошипно-шатунного механизма

$$w = r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta; \quad (2.2)$$

$$j = r(\varepsilon \sin \alpha + \omega^2 \cos \alpha) + l(\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta), \quad (2.3)$$

где r – радиус кривошипа; ω – угловая частота вращения коленчатого вала; l – длина шатуна; m – масса поршня;

$$\dot{\beta} = \frac{r\omega \cos \alpha}{l \cos \beta}; \quad \ddot{\beta} = \frac{r}{l \cos^2 \beta} \left[(\varepsilon \cos \alpha - \omega^2 \sin \alpha) \cos \beta + \omega \dot{\beta} \cos \beta \right].$$

На практике, при анализе перемещений поршня в цилиндре, как правило, не учитывают перемещение поршня в плоскости YOZ и ограничиваются решением для плоской модели движения. В таком случае поршень совершает плоскопараллельное движение в пространстве XOZ , а уравнения движения (2.1) будут иметь вид

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_c &= F_x + R_x; \\ m\ddot{Z}_c &= F_z + R_z; \\ J_{y_1}\ddot{\gamma} &= M_{y_1} + M_{y_1}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Преобразуем уравнения (2.4), используя расчетную схему (рис. 2.4)

$$\begin{aligned} P_\Gamma \sin \gamma - R_{AB} \sin \beta + R_x \cos \gamma - m\ddot{X}_c &= 0; \\ P_\Gamma \cos \gamma - P_z^j + R_{AB} \cos \beta - R_x \sin \gamma &= 0; \\ P_\Gamma e_c + R_{AB} \cos(\beta - \gamma) \cdot (e_c - e_\Pi) - R_{AB} \sin(\beta + \gamma) \cdot (b' + b'') - \\ - R_x(b'' - b^*) - J_{y_1}\ddot{\gamma} &= 0. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Если принять, что

$$\begin{aligned} R_{AB} &= \frac{1}{\cos \beta} (R_x \sin \gamma - P_\Gamma \cos \gamma - P_z^j), \quad \text{то} \\ P_\Gamma \sin \gamma - \operatorname{tg} \beta \cdot (R_x \sin \gamma - P_\Gamma \cos \gamma - P_z^j) + R_x \cos \gamma - m\ddot{X}_c &= 0; \\ P_\Gamma e_c + \frac{R_x \sin \gamma - P_\Gamma \cos \gamma - P_z^j}{\cos \beta} [\cos(\beta + \gamma)(e_c - e_\Pi) - \\ - \sin(\beta + \gamma)(b' + b'')] + R_x(b'' - b^*) - J_c \ddot{\gamma} &= 0. \end{aligned}$$

После преобразования уравнения движения (2.5) запишутся в виде

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_c &= P_\Gamma(\sin \gamma - \cos \gamma \operatorname{tg} \beta) + P_z^j \operatorname{tg} \beta - R_x(\cos \gamma - \sin \gamma \operatorname{tg} \beta); \\ J_{y_1}\ddot{\gamma} &= P_\Gamma e_c - \frac{P_\Gamma \cos \gamma + P_z^j}{\cos \beta} [\cos(\beta + \gamma)(e_c - e_\Pi) - \\ - \sin(\beta + \gamma)(b' + b'')] + R_x(b'' - b^*) + R_x \frac{\sin \gamma}{\cos \beta} [\cos(\beta + \gamma)(e_c - e_\Pi) - \\ - \sin(\beta + \gamma)(b' + b'')] &]. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Если пренебречь силами инерции от поперечного движения и вращения поршня, то уравнения движения запишутся в виде уравнений равновесия

$$\begin{cases} F_x + R_x = 0; \\ M_y + R_x(b^* + b') = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

Здесь боковая сила, действующая на поршень, равна

$$F_x = (P_\Gamma - P^j) \operatorname{tg} \beta \quad (2.8)$$

Момент от внешней силы относительно точки B

$$M_y = (P_\Gamma - P^j)(e_\Pi + e_o) - P^j e_c. \quad (2.9)$$

Для решения систем (2.1), (2.6) или (2.7) использовался метод ФДН (работы В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, А.К. Бояршиновой и др.). Реакции смазочного слоя определялись с использованием теории конечной опоры.

Для определения геометрии смазочного слоя форма профиля направляющей части поршня аппроксимировалась. Наиболее удобным является способ описания геометрических форм непрерывными математическими зависимостями. Различные исследователи предлагают аппроксимировать профиль юбки дугами окружности, показательными функциями, квадратичными или кубическими параболой, комбинациями этих функций [5, 21, 22, 62], а также предлагается описание профиля юбки параболой с переменной степенью [69, 67]. В отдельных случаях используются сплайн-функции. Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца задавались отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ($Z = B/2$) и верхнем ($Z = -B/2$) краях юбки и координата Z_{ci} точки C_i максимального радиуса юбки (рис. 2.5), $i = 1, 2$ – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно. Принималось, что точка C_i лежит на образующей и в этом месте зазор между поршнем и цилиндром равен характерному зазору в сопряжении при центральном положении поршня h_0 .

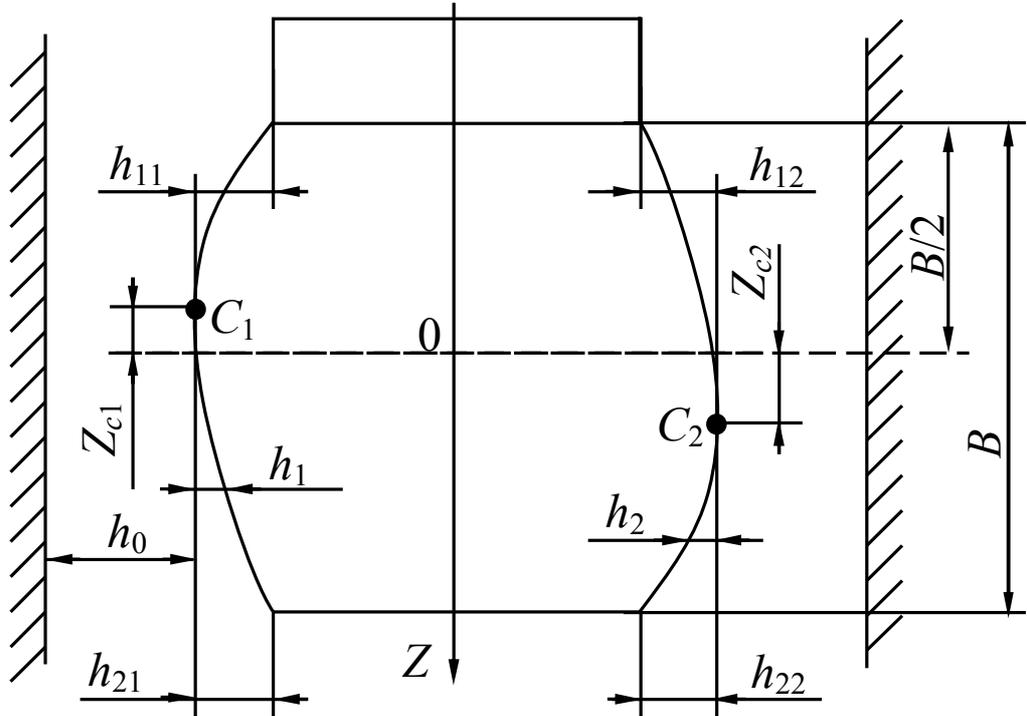


Рис. 2.5. Описание осевого профиля поршня

Реальный профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболической функции

$$h_i^* = h_0 k_i (\bar{z} - m_i)^{l_i}, \quad (2.10)$$

где $\bar{z} = Z/R$; $m_i = Z_{ci}/R$; l_i, k_i – безразмерные коэффициенты; R – радиус поршня.

Коэффициенты l_i и k_i находились из выражений

$$l_i = \frac{\ln(h_{1i}/h_{2i})}{\ln\left[\frac{(a-z)}{(a+z)}\right]}; \quad k_i = \frac{h_{1i}}{h_0} (a - m_i)^{-l_i}, \quad (2.11)$$

где $a = B/(2R)$.

Для оценки применимости выражения (2.10) при описании профиля юбки поршня было проведено сравнение реального и аппроксимированного профиля холодных и деформированных (горячих) поршней различных двигателей.

Погрешность описания профиля юбки по формуле (2.10) характеризовалась:

- максимальной абсолютной погрешностью Δh_{\max}^* ;
- средней абсолютной погрешностью $\Delta h_{cp}^* = \sum_{i=1}^n (\Delta h_i^*/n)$;
- максимальной относительной погрешностью $\varepsilon_{\max} = (\Delta h_{\max}^*/h_0)100(\%)$;

– средней относительной погрешностью $\varepsilon_{cp} = (\Delta h_{cp}^* / h_0) 100(\%)$;

где Δh_i^* – отклонение аппроксимирующей кривой от реального профиля в точке с координатой Z_i ; n – количество заданных точек профиля.

Оценка точности аппроксимации профилей юбок поршней в деформированном (горячем) состоянии полученном с помощью МКЭ для двигателей различной размерности, приведенные в табл. 2.1 [71]. Результаты свидетельствуют о возможности применения выражения (2.10) при профилировании направляющей поршня.

Таблица 2.1

Оценка точности аппроксимации профиля юбки поршня в деформированном состоянии для двигателей различных размерностей

Двигатель	Коэффициенты аппроксимации			Погрешность			
				абсолютная, мкм		относительная, %	
	l	k	m	макс.	средн.	макс.	средн.
ЧН15/18	2,153	0,829	0,147	7,38	2,28	5,68	1,76
ЧН15/15	2,202	3,037	-0,08	4,46	1,32	3,43	1,02
ЧВН15/16	1,448	0,899	-0,333	8,44	3,07	5,44	1,98
Ч12/12	1,663	3,847	-0,167	1,35	1,11	3,17	2,63
Ч8,2/7,8	2	2,038	-0,122	6,90	3,51	9,61	5,40

2.4 Уравнения для определения поля гидродинамических давлений в смазочном слое трибосопряжения «поршень – цилиндр» ДВС

Толщина смазочного слоя в трибосопряжении и ее производная по времени с учетом нецилиндричности профиля поршня в осевом направлении и наличием его температурных деформаций, обусловленных рабочим процессом в камере сгорания с обычной степенью приближения определяются формулами [51]:

$$h(\varphi, \bar{z}) = h^* - e \cos(\varphi - \delta); \quad \partial h / \partial t = -de/dt \cos(\varphi - \delta) - e d\delta/dt \sin(\varphi - \delta),$$

где $\varphi = X_1/R$ – угловая координата подшипника; δ – это угол положения линии центров для подшипника с вращательным движением шипа, эквивалентный углу γ для подшипника с поступательным движением шипа; h^* h^* определяется по формуле (2.10) с учетом температурных деформаций юбки поршня, которые находятся решением тепловой задачи с помощью метода конечных элементов.

При известных координатах центра шипа $e(t)$, $\delta(t)$, скорости de/dt , $d\delta/dt$, а также температуры смазочного слоя T^* в определенный момент времени поле гидродинамических давлений $p(\varphi, \bar{z}, t)$ обычно находится интегрированием уравнения Рейнольдса [19,28]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{w}}{2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}). \quad (2.12)$$

Здесь $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{\mu} = \mu / \mu_0$; $-a \leq \bar{z} \leq a$, $\bar{w} = (w_2 - w_1)/(\omega_0 R)$; $\tau = \omega_0 t$, где \bar{h} , $\bar{\rho}$, $\bar{\mu}$ – безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и динамический коэффициент вязкости смазки; $\bar{p} = p \psi^2 / \mu \omega_0$ – безразмерное гидродинамическое давление; $\psi = h_0/R$, h_0 – радиальный зазор в сопряжении; B – ширина подшипника (высота юбки поршня); μ – динамический коэффициент вязкости смазки; μ_0, ρ_0, ω_0 – соответственно характерные вязкость и плотность смазки, частота вращения коленчатого вала.

При интегрировании уравнения (2.12) в области $\Omega = (\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$ обычно используют граничные условия Свифта-Штибера (СШ), записывающиеся в виде:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (2.13)$$

На границах разрыва $\bar{z}_p(\varphi)$ и восстановления $\bar{z}_e(\varphi)$ активной области оказываются выполненными условия:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}_p) = \partial \bar{p} / \partial \bar{z}(\bar{z}_p, \varphi) = \bar{p}(\varphi, \bar{z}_e) = \partial \bar{p} / \partial \bar{z}(\varphi, \bar{z}_e) = 0.$$

Границы разрыва смазочного слоя корректно описываются граничными условиями СШ (2.13) однако условия СШ не достаточно точно определяют

границу восстановления смазочного слоя, а это приводит к погрешностям при определении поля гидродинамических давлений, которое является в итоге базой для определения всех ГМХ трибосопряжений. Более корректными являются граничные условия ЯФО (Якобсона-Флоберга-Ольсена), для которых градиент давления на границе восстановления отличен от нуля. Граничные условия ЯФО реализуются с помощью, так называемых, алгоритмов сохранения массы смазочного материала в зазоре между шипом и подшипником или просто алгоритмов сохранения массы.

Идея реализации граничных условий ЯФО принадлежит Элроду и Адамсу [85], предложивших универсальное уравнение для степени заполнения зазора θ :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{w}}{2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta). \quad (2.14)$$

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

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

Степень заполнения смазкой зазора θ имеет двойной смысл. В области давлений $\theta = \rho / \rho_c$, где ρ_c – плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c . В области кавитации $p = p_c$, $\rho = \rho_c$, степень заполнения θ определяет относительное содержание смазочного материала в объеме зазора между шипом и подшипником.

Гидродинамические давления связаны со степенью заполнения следующим выражением:

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta} \ln \theta. \quad (2.15)$$

Первым алгоритмом для интегрирования уравнения (2.14) считается алгоритм работы [82], поскольку алгоритм, опубликованный в более ранней работе [85], в дальнейшем признан Элродом, как неудачный [82].

Наиболее важный результат работы [82] заключается в конечно-разностной аппроксимации выражения для дифференциального оператора $0,5 \bar{w} \partial / \partial \bar{z} (h \theta)$ из

уравнения (2.14), описывающего конвективный перенос смазочного материала. Авторами предложена эмпирическая формула разностной аппроксимации, которую в последующих публикациях [3, 96, 93, 95] также признают эмпирической.

Отметим, что в работе [88], вышедшей через год после работы Элрода [82], показано, что с помощью его алгоритма не удастся получить результаты решения даже для статически нагруженных подшипников уже при относительном эксцентриситете $\chi \geq 0,7$.

Использование алгоритма Элрода без введения дополнительных критериев окончания итерационной процедуры интегрирования уравнения для степени заполнения зазора было поставлено под сомнение Лебеком в дискуссии по работе [3]

Вудс и Бреве в работе [98] при расчете поля гидродинамических давлений применили алгоритм Элрода и сделали вывод, что численные результаты удалось получить только при решении практически не используемой на практике прямой задачи динамики шипа, заключающейся в определении годографа действующей нагрузки по заданной траектории движения шипа.

Алгоритм Элрода использовали Паранжип и Хан [89] при решении задач статики и динамики. Система уравнений, к которой сводилось уравнение (2.16), решалась методом Писмена–Рэкфорда (метод продольно-поперечных прогонок). Отмечаются трудности сходимости итерационной процедуры интегрирования уравнения (2.14) и о способах преодоления этих трудностей авторами умалчивается

Попытки реализации алгоритма Элрода (В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов и др.) привели к следующим выводам. Скорость сходимости решения уравнения (2.14), а также получаемые результаты решения задач в значительной степени зависят от величины коэффициента β . О трудностях в обеспечении сходимости итерационной процедуры алгоритма Элрода в статических задачах утверждается авторами, использующими его при решении определенных задач [93, 95, 96, 98]. Следовательно, можно сделать вывод о возможности

применения этого алгоритма только для решения задач статики, а для задач динамики этот алгоритм не пригоден.

Для решения статических задач Виярагхаван и др. [93, 96] разработали численную процедуру решения уравнения (2.14), предусматривающую автоматическое изменение форм разностной аппроксимации. В области кавитации использовались односторонние разности, а в активной области, где $\theta \geq 1$ – центральные разности. Из полученных авторами результатов следует, что выбранное значение коэффициента сжимаемости смазки β значительно влияет на результаты расчетов.

С целью исследования влияния на ГМХ подшипника наличия на поверхностях вкладышей сложнагруженного подшипника кольцевой канавки в работе [96] разработан алгоритм сохранения массы, включающий подобный учет. Вопросы, касающиеся сходимости и устойчивости алгоритма и зависимости результатов от величины коэффициента сжимаемости смазки β авторами не обсуждаются.

Динамически нагруженный подшипник с кольцевой канавкой в виде источника смазки рассматривался Винсентом и др. [97]. Авторы использовали для интегрирования уравнения (2.14) алгоритм сохранения массы, разработанный Виярагхаваном и др. [95]. В работе [87] указывается на проблемы, возникающие в процессе решения уравнения Элрода, а также уравнений движения подвижных элементов подшипника, однако подробности не раскрываются.

Теоретическое обоснование нескольких вариантов решения уравнения Элрода содержится в работе Прокопьева В.Н. [50] и в последующих работах [4, 52, 53, 54].

Ниже приводится обоснование того, что формула разностной аппроксимации дифференциального оператора $0,5\bar{w} \partial/\partial\bar{z}(h\theta)$ уравнения Элрода, предложенная в работе [82] как эмпирическая, может быть доказана теоретически.

При высоких значениях коэффициента сжимаемости смазки $\beta \sim 10^8 \text{ Н/м}^2$ степень заполнения θ в области давлений, где $\theta > 1$, отличается от

единицы незначительно, следовательно вместо выражения (2.15) можно использовать приближённое равенство

$$\bar{p} \approx \bar{p}_c + g(\theta)\bar{\beta}(\theta - 1). \quad (2.16)$$

Для значений степени заполнения θ , отличных от единицы $\partial g/\partial\varphi = 0$, а на границах области давлений и на торцах подшипника, как следует из (2.16), степень заполнения $\theta = 1$. Поэтому $(\theta - 1)\partial g/\partial\varphi = 0$, что означает (предложено в работе [94]):

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

С учетом этого уравнение (2.14) запишется:

$$\frac{\partial A}{\partial\tau} + \frac{\partial}{\partial\varphi}(B + C) + \frac{\partial D}{\partial\bar{z}} = 0, \quad (2.17)$$

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

После разностной аппроксимации уравнения (2.17) на $(n + 1)$ -м временном слое конечными разностями, получаем

$$\left(\frac{\partial A}{\partial\tau} \right)_{ij} + \Lambda B_{ij} + \Lambda C_{ij} + \Lambda D_{ij} = 0, \quad (2.18)$$

где $(\partial A/\partial\tau)_{ij}$, ΛB_{ij} , ΛC_{ij} , ΛD_{ij} – разностные операторы на 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_φ, l_z – длина и ширина подшипника соответственно в

направлении координат φ, \bar{z} ; $\tau^n = n\Delta_\tau$ ($n = 0, 1, 2, \dots$).

В активной области смазочного слоя, где $g(\theta) = 1$, уравнение (2.17) является эллиптическим, следовательно оператор ΛB_{ij} аппроксимируется центральными разностями [1]. В области кавитации, где $g(\theta) = 0$, уравнение (2.17) становится гиперболическим:

$$\frac{\partial A}{\partial\tau} + \frac{\partial B}{\partial\varphi} = 0, \quad (2.19)$$

следовательно ΔB_{ij} аппроксимируется односторонними разностями против потока [1].

Введем следующую функцию

$$B^* = 0,5\bar{w}[gh + (1-g)A], \quad (2.20)$$

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

$$\theta^* = g + (1-g)\theta, \quad (2.21)$$

не отражающее изменения величины конвективного переноса смазочного материала при его движении через область гидродинамических давлений.

Для аппроксимации оператора ΔB_{ij}^* был использован принцип регуляризации разностных схем [26], когда сначала для исходной задачи строится простейшая разностная схема, не обладающая всеми необходимыми свойствами, а затем регуляризацией операторов она улучшается.

Аппроксимируем ΔB_{ij}^* , используя в качестве начальной простейшей разностной схемы оператор односторонних разностей против потока ∇B_{ij}^* . В итоге получаем выражение

$$\Delta \hat{B}_{ij}^* = \nabla \hat{B}_{ij}^* = \frac{\bar{w}}{2} \cdot \frac{1}{\Delta \bar{z}} \left[(\bar{h}g)_{ij} + (1-g_{ij})A_{ij} - (\bar{h}g)_{i-1,j} - (1-g_{i-1,j})A_{i-1,j} \right]. \quad (2.22)$$

Старший член погрешности аппроксимации (2.22) определяется выражением

$$\psi = -0,5\Delta_z \frac{\bar{w}}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} [hg + (1-g)A]. \quad (2.23)$$

Выражение (2.22) возможно использовать для описания процессов конвективного переноса смазочного материала в зоне кавитации, когда применяется уравнение (2.19), но при этом присутствует погрешность (2.23). В активной области ($g = 1$) точность, обеспечиваемая выражением (2.22), повышается вычитанием из оператора $\nabla \hat{B}_{ij}^*$, так называемой «искусственной вязкости» [1], которая берется в виде центрально-разностной аппроксимации погрешности (2.23), записываемой для активной области в следующем виде:

$$\hat{\psi} = -0,5\Delta_{\bar{z}} \frac{\bar{w}}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} g \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} g). \quad (2.24)$$

В результате получаем соотношение

$$\Delta \hat{B}_{ij}^* = \nabla \hat{B}_{ij}^* - \delta \hat{\psi}_{ij}, \quad (2.25)$$

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

$$\delta \hat{\psi}_{ij} = -0,5 \frac{\bar{w}}{2} \cdot \left[g_{i+1/2,j} \frac{(g\bar{h})_{i+1,j} - (g\bar{h})_{i,j}}{\Delta_{\bar{z}}} - g_{i-1/2,j} \frac{(g\bar{h})_{i,j} - (g\bar{h})_{i-1,j}}{\Delta_{\bar{z}}} \right]. \quad (2.26)$$

Здесь $g_{i+1/2,j}$ – значения функции на гранях контрольного объема, т.е. в полуцелых точках разностной сетки.

Известно [26], что в выражении (2.26) допускается выбор формулы для расчета переключающей функции в полуцелых точках $g_{i+1/2,j}$. Например, допустимым вариантом, является формула

$$g_{i\pm 1/2,j} = 0,5(g_{ij} + g_{i\pm 1}), \quad (2.27)$$

точная внутри активной области ($g_{i-1,j} = g_{i,j} = g_{i+1,j} = 1$) и области кавитации ($g_{i-1,j} = g_{i,j} = g_{i+1,j} = 0$).

В результате применения (2.27) на границах области контрольного объема появляются физически необоснованные значения $g_{i\pm 1,j} = 0,5$ и, что более существенно, возникают осцилляции функции θ , а значит и гидродинамических давлений \bar{p} .

Более обоснованные результаты получаются при вычислении $g_{i\pm 1/2}$ с использованием следующих выражений [26]:

$$g_{i\pm 1/2}^{-1} = 0,5(g_{ij}^{-1} + g_{i\pm 1}^{-1}); \quad g_{i\pm 1/2} = 2g_{ij}g_{i\pm 1}(g_{ij} + g_{i\pm 1}), \quad (2.28)$$

из которых следует, что в отличие от (2.27), $g_{i\pm 1/2}$ представляют собой среднее гармоническое величин g_{ij} и $g_{i\pm 1}$.

На границах разрыва и восстановления смазочного слоя будем описывать соответственно как $g_{i-1,j} = g_{ij} = 1$, $g_{i+1,j} = 0$ и $g_{i-1,j} = g_{ij} = 0$, $g_{i+1,j} = 1$.

Поскольку внутри активной области $g_{i\pm 1,j} = g_{ij} = 1$, а в области кавитации $g_{i\pm 1,j} = g_{ij} = 0$, в выражении (2.26) значений $g_{i\pm 1/2} \cdot g_{ij}$ и $g_{i\pm 1/2} \cdot g_{i\pm 1,j}$ равны $g_{ij} \cdot g_{i\pm 1,j}$, что означает, что он может быть выражен в виде

$$\delta\hat{\psi}_{ij} = -0,5 \frac{\bar{w}}{2} \cdot \left[g_{ij} g_{i+1,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i,j}}{\Delta_{\bar{z}}} - g_{ij} g_{i-1,j} \frac{\bar{h}_{i,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{\Delta_{\bar{z}}} \right]. \quad (2.29)$$

Подстановка (2.22) и (2.29) в (2.25) приводит к выражению

$$\Lambda \hat{V}_{ij}^* = \frac{\bar{w}}{2\Delta_{\bar{z}}} \left[(1 - g_{ij}) A_{ij} - (1 - g_{i-1,j}) A_{i-1,j} + f_{\omega} \right], \quad (2.30)$$

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

полностью совпадающему с выражением Элрода, которое он сам, как уже отмечалось, называл эмпирическим [82].

2.5. Модифицированное уравнение Элрода

Основные недостатки алгоритма Элрода и других известных алгоритмов сохранения массы смазочного материала [3, 50, 90, 89, 98], основанных на решении уравнения (2.17) для степени заполнения зазора θ , проявляются, прежде всего, в неустойчивости итерационной процедуры решения системы уравнений, к которой сводится выражение (2.17), а также зависимости получаемых результатов от величины коэффициента сжимаемости смазки β [50]. Кроме того, в алгоритме Элрода временной оператор $\partial A / \partial \tau$ аппроксимируется схемой $\left(\frac{\partial A}{\partial \tau} \right)_{ij} = [h\theta - (h\theta)^n] / \Delta_{\tau}$, а следовательно функция (2.20), лежащая в основе формулы (2.30), не используется. Видимо, в задачах статики это и допустимо, а в задачах динамики замена оператора A на оператор

$$A^* = gh + (1 - g)A \quad (2.31)$$

является необходимой.

Для нивелирования недостатков алгоритма Элрода модифицируем уравнение (2.17) путем переписывания выражения (2.21) в виде [54] $\theta^* = 1 + (1 - g)(\theta - 1)$ и введем функцию Φ :

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

Очевидно, что степень заполнения зазора в выражении (2.30) связана с функцией Φ формулой

$$\theta = 1 + (1 - g)\Phi. \quad (2.32)$$

Учитывая формулу (2.32) выражение (2.17) запишется в виде

$$\frac{\partial A^*}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \varphi} (B^* + C^*) + \frac{\partial D^*}{\partial \bar{z}} = 0. \quad (2.33)$$

Отметим, что в операторах

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

уже не используется коэффициент сжимаемости смазки β .

Для вычисления $\partial B^* / \partial \varphi$ из выражения (2.33) используем формулу (2.30), заменив в ней A на A^* . Диффузионный оператор $\partial C^* / \partial \varphi$ аппроксимируем, используя метод контрольного объема, формулой

$$\left(\frac{\partial C}{\partial \varphi} \right)_{ij} = -\frac{1}{\Delta \varphi} \left[\Gamma_{i+1/2,j} \frac{g_{i+1,j} \Phi_{i+1,j} - g_{i,j} \Phi_{i,j}}{\Delta \varphi} - \Gamma_{i-1/2,j} \frac{g_{i,j} \Phi_{i,j} - g_{i-1,j} \Phi_{i-1,j}}{\Delta \varphi} \right]. \quad (2.34)$$

Аналогично аппроксимируется оператор $\partial D^* / \partial \bar{z}$.

Временную производную 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 выражением:

$$\left(\frac{\partial A^*}{\partial \tau}\right)_{ij} = \frac{\partial \bar{h}_{ij}}{\partial \tau} + \frac{(1 - g_{ij})(\bar{h}\Phi)_{ij} - (1 - g_{ij}^n)(\bar{h}\Phi)_{ij}^n}{\Delta \tau}. \quad (2.35)$$

В результате этого разностные выражения (2.30), (2.34), (2.35) дифференциальных операторов формулы (2.33) приводят ее к системе уравнений относительно функции Φ :

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}. \quad (2.36)$$

Здесь

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

Модифицированный алгоритм Элрода зарекомендовал себя, как показано в дальнейшем, достаточно эффективным при расчете характеристик смазочного слоя как статически, так и динамически нагруженных подшипников. Анализом результатов ее применения при расчете ГМХ трибосопряжения «поршень – цилиндр» ДВС, для которого характерны быстрые изменения по величине и направлению действующих нагрузок, установлено, что на границе восстановления смазочного слоя могут появляться осцилляции функции Φ . В этом случае необходимо уменьшать величину временного шага $\Delta \tau$.

2.6 Характеристики смазочного слоя статически нагруженного трибосопряжения

При известной функции гидродинамических давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z}, \tau)$ возможно определить значения безразмерных характеристик смазочного слоя, а именно: безразмерную нагрузку (число Зоммерфельда) $So = k_R \cdot F$, где $k_R = \psi^2 / (BD\mu_0\omega_0)$, F – нагрузка на подшипник; угол γ , отсчитываемый от линии действия нагрузки до линии центров; максимальное гидродинамическое давление в смазочном слое \bar{p}_{\max} и координату z_{\max} , ему соответствующую; момент сопротивления движению поршня $\bar{M} = k_M M$, $k_M = 2\psi / (BD^2\mu_0\omega_0)$; расход смазки в направлении камеры сгорания $\bar{Q}_T = k_Q Q_T$, $k_Q = 2 / (BD^2\psi\omega_0)$; мощность, рассеиваемую в смазочном слое $\bar{N} = k_N N$, $k_N = 2\psi / (BD^2\mu_0\omega_0^2)$.

При известных значениях безразмерных реакций смазочного слоя, действующих на поршень

$$\bar{R}_U = k_R \begin{bmatrix} R_{X_1} \\ R_{Y_1} \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}, \quad (2.37)$$

указанные выше характеристики смазочного слоя определяются следующими формулами:

$$\begin{aligned} So &= \sqrt{\bar{R}_{X_1}^2 + \bar{R}_{Y_1}^2}; \\ \gamma &= \arctg\left(\frac{\bar{R}_{Y_1}}{\bar{R}_{X_1}}\right) + \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\bar{R}_{X_1}}{|\bar{R}_{X_1}|}\right); \\ \bar{Q} &= -\frac{1}{12a\bar{\mu}} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left. \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right|_{\bar{z}=a} d\varphi; \\ \bar{N} &= r^2 \int_0^{2\pi} \int_{-a}^a D d\varphi d\bar{z}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Здесь Ω_A – активная область смазочного слоя (область, где $\bar{p} > 0$), D – диссипативная функция рассеивания [51].

Максимальное гидродинамическое давление \bar{p}_{\max} находится численным исследованием на экстремум функции $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$.

Сравнительные исследования эффективности алгоритма Элрода [50] и его модифицированной версии проводились расчётом по формулам (2.38) характеристик смазочного слоя подшипника с $a = 0,5$. Значения χ изменялись в пределах $0,1 \dots 0,975$. Анализировалось статическое нагружение шипа, значения δ принимались равны 0. Безразмерное время Δ_τ рассматривалось как релаксационный параметр. Максимальные и минимальные значения Δ_τ устанавливались следующими: $\Delta_{\tau \max} = 0,0174 \text{ рад}$, $\Delta_{\tau \min} = 0,00029 \text{ рад}$. В алгоритме Элрода [50] система алгебраических уравнений, к которой сводится уравнение (2.17), решалась относительно степени заполнения θ_{ij} методом Гаусса-Зейделя при обходе узлов по строкам. Переключающаяся функция g менялась во всех точках разностной сетки после прохождения каждого цикла по итерациям, заключающегося в обходе всех узлов разностной сетки.

Система (2.36) из модифицированного алгоритма решалась относительно функции Φ_{ij} также методом Гаусса-Зейделя. Переключающаяся функция g изменялась мгновенно после нахождения функции Φ_{ij} .

Первоначально во всех узлах разностной сетки, в зависимости от используемого алгоритма, устанавливались значения $\theta_{ij} = 1$ или $\Phi_{ij} = 0$, значение параметра релаксации принималось равным $\Delta_{\tau \max}$. Решение продолжалось до достижения условия (2.39) в алгоритме Элрода и (2.40) в его модификации:

$$\left| \sum_{ij} \theta_{ij}^{s+1} - \sum_{ij} \theta_{ij}^s \right| / \sum_{ij} \theta_{ij}^s \leq 10^{-5}, \quad (2.39)$$

$$\sum_{ij} |\Phi_{ij}^{s+1}| - \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| / \sum_{ij} |\Phi_{ij}^s| \leq 10^{-4}. \quad (2.40)$$

Здесь s – номер итерационного цикла.

Если в процессе решения после осуществления $s = 300$ итерационных циклов критерии (2.39), (2.40) не выполнялись, временной шаг Δ_τ уменьшался вдвое.

Число узлов разностной сетки принималось равным:

$$(N + 1) = 144, \Delta_{\varphi} = 0,0436 \text{ рад}; \quad (M + 1) = 25, \Delta_{\bar{z}} = 0,0417a.$$

По координате \bar{z} рассматривалась область $-a \leq \bar{z} \leq a$. По координате φ ставилось периодическое условие, на линии сетки $j = M/2 + 1$ условие $\partial\theta/\partial\bar{z} = 0$ в алгоритме Элрода или $\partial\Phi/\partial\bar{z} = 0$ в его модифицированной версии. На торце подшипника при $\bar{z} = \pm a$: $\theta(\bar{z} = \pm a) = 1$, $\Phi(\bar{z} = \pm a) = (p_a - p_c)\psi^2/(\mu_0\omega_0)$. Значение атмосферного давления задавалось $p_a = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, давление кавитации $p_c = 0,9999 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

В табл.2.2 сравниваются безразмерные характеристики смазочного слоя подшипника рассчитанные с использованием: уравнения Рейнольдса (2.12) при граничных условиях Свифта-Штибера (2.13); уравнения (2.14) с помощью алгоритма Элрода; то же с помощью модифицированного алгоритма Элрода.

Анализ результатов расчета показал, что с помощью алгоритма Элрода уже при $\chi > 0,7$ результаты получить не удастся, поскольку границы разрыва и восстановления смазочного слоя в процессе решения изменяются и установившееся решение получить не представляется возможным.

Каких-либо затруднений в обеспечении сходимости итераций при применении модификации алгоритма Элрода не выявлено.

Из табл. 2.2 следует, что наибольшие различия наблюдаются в величинах угла γ , коэффициентах расхода смазки \bar{Q} и протяженности области кавитации. С ростом значений относительного эксцентриситета χ различия в величинах \bar{Q} возрастает и при $\chi = 0,975$ их значения, рассчитанные с применением граничных условий СШ, практически в два раза превышают значения, полученные с использованием алгоритма сохранения массы смазочного материала. Протяженность активной области смазочного слоя, определенная при граничных условиях СШ, превышает протяженность этой области, полученной с помощью алгоритма сохранения массы, при этом значения координат разрыва \bar{z}_p смазочного слоя не отличаются, а координаты восстановления различаются

существенно. Как следует из рис. 2.6, для больших значений эксцентриситетов (областей высоких значений гидродинамических давлений) наблюдаются большие различия в результатах расчетов протяженности области кавитации, полученных с помощью алгоритма сохранения массы и с использованием граничных условий Свифта-Штибера.

Таблица 2.2

Характеристики смазочного слоя

Параметр	χ						
	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9	0,95	0,975
S_o	0,018 ¹⁾	0,051	0,148	0,384	1,02	1,04	2,40
	0,018 ²⁾	0,050	0,142	0,354	-	-	-
	0,014 ³⁾	0,049	0,133	0,369	1,03	1,05	2,61
\bar{p}_{\max}	0,056	0,219	0,616	2,127	8,34	10,96	12,00
	0,055	0,214	0,596	2,008	-	-	-
	0,048	0,200	0,582	2,076	8,57	11,92	13,99
γ , рад	1,160	0,965	0,771	0,570	0,348	0,242	0,1816
	1,156	0,968	0,778	0,582	-	-	-
	0,902	0,864	0,708	0,537	0,3168	0,2304	0,164
\bar{Q}	0,037	0,114	0,191	0,268	0,348	0,368	0,378
	0,036	0,112	0,187	0,263			
	0,027	0,08	0,127	0,169	0,223	0,194	0,184
\bar{z}_p	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	-	-	-
	0	0	0	0	0	0	0
\bar{z}_σ	0,125	0,125	0,125	0,125	0,100	0,100	0,100
	0,135	0,135	0,135	0,135	-	-	-
	0,150	0,150	0,150	0,150	0,140	0,160	0,160

¹⁾ – граничные условия Свифта-Штибера; ²⁾ – алгоритм Элрода;

³⁾ – модификация алгоритма Элрода; - – решение не получено.

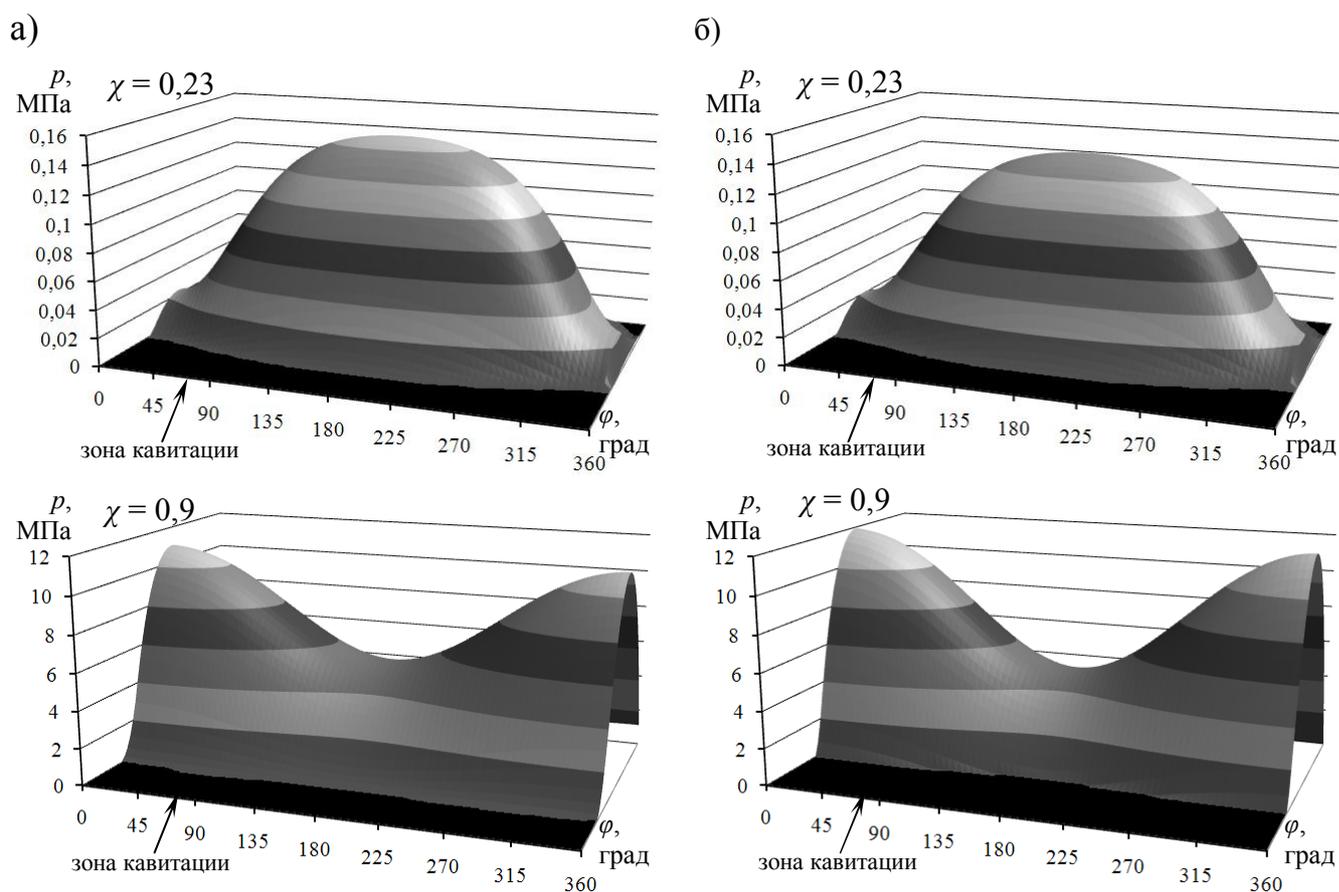


Рис. 2.6. Эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое:

а) граничные условия СШ; б) алгоритм сохранения массы

2.7 Расчет динамики движения поршня на смазочном слое в цилиндре

Динамика поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя в значительной мере зависит от профиля направляющей части поршня. С целью оценки влияния профиля было проведено исследование влияния параметров аппроксимирующей кривой на ГМХ для дизельного двигателя типа ЧН 13/15. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 2.3. С использованием результатов расчета тепловых деформаций поршней и гильзы (см. раздел 2.2) были определены параметры $h_0 = 113,3$ мкм, $h_{1i} = 78,2$ мкм, $h_{2i} = 24,8$ мкм, $z_{Ci} = 10$ мм и по выражениям (2.10), (2.11) найдены исходные коэффициенты параболы характеризующие профиль юбки $k_i = 1,593$; $l_i = 1,158$; $m_i = -0,138$. На рис. 2.7 показаны профили юбки поршня в холодном и горячем состоянии на режиме максимальной мощности. Здесь же показана деформация цилиндра (гильзы).

Исходные данные для расчета динамики поршня дизеля типа ЧН 13/15

Параметр	Ед. измерения	Значение
Радиус кривошипа	м	0,075
Длина шатуна	м	0,260
Диаметр цилиндра	м	0,130
Диаметр поршня	м	0,1298
Площадь поршня	м ²	0,0132665
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	0,0835
Номинальный диаметральный зазор в сопряжении «поршень – цилиндр»	м	0,0002
Температура смазочного слоя	°С	140

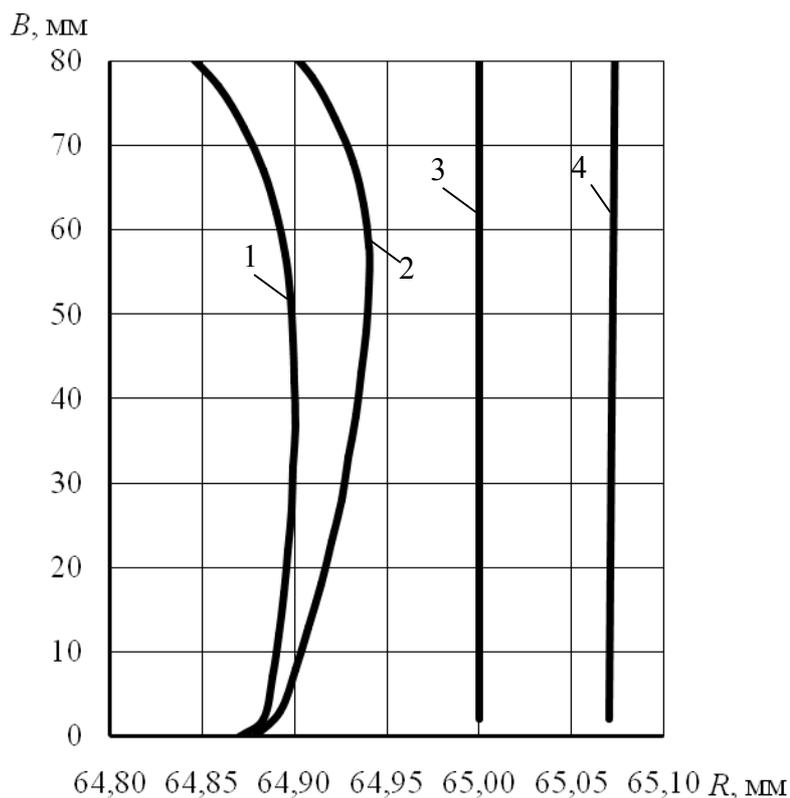


Рис. 2.7. Сопоставление деформаций поршня и гильзы цилиндра:

1 – профиль юбки поршня в холодном состоянии; 2 – профиль юбки поршня в горячем состоянии; 3 – профиль гильзы в холодном состоянии; 4 – профиль гильзы в горячем состоянии

В табл. 2.4 представлены результаты расчета ГМХ для исходного симметричного профиля юбки поршня. В табл. 2.5 – 2.8 и на рис. П.2.1 – П.2.4 приложения 2 приведены зависимости этих характеристик от отклонений профиля от цилиндрической формы на верхнем h_{1i} и нижнем h_{2i} крае юбки (см. рис. 2.5), характерного зазора h_0 и высоты юбки B , полученные в результате параметрических исследований. Поскольку влияние изменений параметров профиля на ГМХ носит неоднозначный характер, можно сделать вывод, что наиболее рациональный профиль юбки поршня может быть получен только в результате решения задачи оптимизации.

Таблица 2.4

Результаты расчета ГМХ для исходного профиля поршня дизеля ЧН 13/15

Режим	N^* , Вт	Q^* , м ³ /с	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	$infh^*_{\min}$, мкм	$supp^*_{\max}$, МПа
N_{\max}	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	16,6

Таблица 2.5

Зависимость ГМХ от высоты юбки B на режиме N_{\max}

B , мм	N^* , Вт	Q^* , м ³ /с	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	$infh^*_{\min}$, мкм	$supp^*_{\max}$, МПа
70	585,7	32,6	26,4	6,6	6,8	20,8
75	599,8	35,6	28,3	6,1	8,0	19,0
80	613,8	38,7	30,0	5,6	8,4	17,4
83,5	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	16,6
85	643,2	45,9	32,5	5,0	8,8	15,6
90	657,7	50,1	33,5	4,8	9,3	15,2
95	671,9	54,8	34,3	4,7	9,5	15,0

Таблица 2.6

Зависимость ГМХ от характерного зазора h_0 на режиме N_{\max}

h_0 , мкм	N^* , Вт	Q^* , м ³ /с	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	$infh^*_{\min}$, мкм	$supp^*_{\max}$, МПа
200	653,9	33,9	30,0	5,0	9,7	15,1
210	642,3	36,3	30,4	5,1	9,2	15,5
220	630,3	39,2	30,7	5,3	8,8	16,1
226,6	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	16,6
230	621,7	42,0	31,0	5,5	8,5	16,8
240	614,6	44,8	31,3	5,7	8,1	17,8
250	608,8	47,7	31,5	5,9	7,6	19,7

Таблица 2.7

Зависимость ГМХ от отклонения профиля на верхнем крае h_{1i} на режиме N_{\max}

h_{1i} , мкм	N^* , Вт	Q^* , м ³ /с	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	$infh_{\min}$, мкм	$supp_{\max}$, МПа
65	622,5	38,9	31,5	5,2	9,1	15,6
71	623,4	40,0	31,2	5,3	8,8	16,1
75	624,1	40,6	31,0	5,4	8,7	16,4
78,2	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	16,6
80	624,5	41,3	30,8	5,4	8,5	16,7
85	624,9	42,1	30,6	5,5	8,3	16,9
90	625,6	42,9	30,5	5,5	8,0	17,3

Таблица 2.8

Зависимость ГМХ от отклонения профиля на нижнем крае h_{2i} на режиме N_{\max}

h_{2i} , мкм	N^* , Вт	Q^* , м ³ /с	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	$infh_{\min}$, мкм	$supp_{\max}$, МПа
15	625,4	36,2	31,6	4,8	9,7	14,5
20	625,1	38,7	31,2	5,2	8,8	16,2
24,8	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	16,6
26	624,4	41,6	30,8	5,4	8,5	16,7
30	625,7	43,4	30,4	5,6	7,9	17,3
35	627,3	45,3	29,9	5,9	7,6	18,0

2.8. Выводы по второй главе

1. Теоретически обоснована методика расчета динамики поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя, включающая учет изменения геометрии направляющей поршня.

2. Разработаны алгоритмы численного интегрирования уравнения Элрода для степени заполнения зазора, отличающиеся простотой реализации и устойчивостью итерационной процедуры при определении поля гидродинамических давлений в трибосопряжении. Устранено влияние на результаты расчета характеристик смазочного слоя такого параметра как коэффициент сжимаемости β .

3. Показано, что при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое тяжело нагруженных подшипников ($\chi > 0,8...0,9$), к которым относится, в частности, трибосопряжение «поршень – цилиндр», применение алгоритма сохранения массы является обязательным.

ГЛАВА 3 РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР»

3.1 Теоретические основы и предпосылки к проведению экспериментальных исследований

Снижение мощности механических потерь в основных трибосопряжениях поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одной из актуальных задач современного энерго- и ресурсоэффективного моторостроения, предусматривающей детальное изучение особенностей контактного взаимодействия в сопряжениях и поиск технических решений, обеспечивающих повышение их ресурса.

К числу ключевых параметров, характеризующих уровень нагруженности и изнашивания сопряжения, помимо основных триботехнических показателей и условий контактного взаимодействия (номинального давления в сопряжении, скорости скольжения, силы и коэффициента трения, условий смазывания и т.д.), относится линейная интегральная интенсивность изнашивания, отражающая взаимосвязь величины (толщины) изношенного в процессе трения слоя материала и пути (продолжительности) контактного взаимодействия, в ходе которого произошел износ.

Расчетно-экспериментальная оценка интенсивности изнашивания и ресурса сопряжений, основана на использовании подхода, разработанного В.Е. Лазаревым [14], при котором совместно решаются основные уравнения энергетической (по Г. Фляйшеру) и молекулярно-механической (по И.В. Крагельскому) теорий трения и изнашивания. Основные методологические положения по оценке интенсивности изнашивания с использованием энергетического подхода к оценке интенсивности изнашивания и ресурса сопряжений заключаются в следующем.

Плотность энергии трения ω_{DR} определяется из рассмотрения тепловых и механических процессов, протекающих при трении. При решении тепловых задач по оценке температурного состояния контактной области и поверхностного слоя ма-

териала плотность энергии трения можно представить как отношение энергии, расходуемой на преодоление силы трения к объему материала, воспринимающему нагрузку при трении.

При решении контактных задач по оценке напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя для случая линейного напряженного состояния, плотность энергии трения может быть представлена, как:

$$\omega_{DR} = \frac{\sigma^2}{2E} . \quad (3.1)$$

где σ – эквивалентные напряжения, контактного слоя; E – модуль упругости.

Используя взаимосвязь энергии трения, плотности энергии и нагруженного объема, согласно положениям Г. Фляйшера, можно определить энергию упругого деформирования W_d :

$$W_d = \omega_{DR} \cdot V_d , \quad (3.2)$$

где V_d – деформируемый объем.

В тот момент, когда плотность энергии достигает своего критического значения, происходит отделение частиц контактного слоя и изнашивание. Если в процессе преобразования энергии при трении ее плотность менее критической, то часть энергии трения W_{sp} , согласно теории Фляйшера, необратимо аккумулируется в поверхностном слое, а оставшаяся часть W_{dis} рассеивается в виде тепловой энергии и расходуется на повышение температуры тел трения.

Баланс преобразуемой части механической энергии W_M в этом случае:

$$W_M = W_R = W_{sp} + W_{dis} , \quad (3.3)$$

где W_R – тепловая энергия; W_{sp} – аккумулируемая часть энергии трения; W_{dis} – диссипируемая часть энергии трения.

Аккумулируемая часть энергии трения пропорциональна общей энергии с коэффициентом пропорциональности, называемым коэффициентом аккумуляции энергии ρ_R :

$$W_{sp} = \rho_R W_R = \rho_R W_M . \quad (3.4)$$

В процессе накопления повреждений в контактном слое под действием переменных нагрузок, сопровождающихся образованием микротрещин, при упругом деформировании и напряжениях ниже предела текучести развивается многоцикловая усталость материала. Контактный слой в целом деформируется упруго, а в его микрообъемах наблюдается локальное микропластическое деформирование, многократное повторение которого приводит к зарождению микротрещин. Их развитие и слияние приводит к ослаблению связей и отделению элементов слоя при продолжительности стадии многоциклового усталости, составляющей определенное количество циклов нагружения.

Например, известно, что плотность энергии разрушения малоуглеродистой или среднеуглеродистой стали больше, соответствующей плотности энергии для высокоуглеродистой стали при близких значениях их статической прочности на разрыв. Высокая плотность энергии разрушения малоуглеродистых сталей объясняется их большей пластичностью. В процессе дислокационного механизма скольжения, сдвигов и смещений атомов в решетке появляется способность металла деформироваться и поглощать большую упругую энергию. Способность материала под действием нагрузки аккумулировать упругую энергию и деформироваться без разрушения характеризуется количеством накопленной энергии в материале. Иницирующим механизмом превращения упругой энергии в энергию разрушения может быть, например, появление концентрации напряжений. Для окончательного превращения энергии необходимо накопление упругой энергии, без которого процесс разрушения перестает развиваться [84, 87, 25, 81].

Учитывая приведенные положения, коэффициент аккумуляции энергии контактными слоями поверхности сопряжения определится:

$$\rho_R = \frac{W_{sp}}{W_R} = \frac{W_d}{W_R} \quad (3.5)$$

Энергия, аккумулируемая контактными слоями за некоторое количество циклов нагружения n :

$$nW_{sp} = nW_d = n\rho_R W_R \quad (3.6)$$

Энергия разрушения W_R^* , воздействие которой приводит к появлению дефектов контактного слоя, может быть определена при $\sigma = \sigma_B$:

$$W_R^* = \frac{\sigma_B^2}{2E} \cdot V_R, \quad (3.7)$$

где σ_B – предел прочности материала, V_R – объем воспринимающий тепловую нагрузку.

Явление усталости контактирующих материалов в процессе трения проявляется в изменении их прочностных свойств в виде снижения предела прочности при увеличении числа циклов нагружения. Энергетический баланс при разрушении контактного слоя можно представить в виде:

$$W_R^* = W_R + n_K \cdot W_{sp}, \quad (3.8)$$

где n_K – критическое число циклов нагружения.

Тогда критическое число циклов нагружения:

$$n_K = \frac{W_R^* - W_R}{W_{sp}}, \quad (3.9)$$

или, с учетом предыдущих выражений:

$$n_K = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2 \cdot W_R - W_R}{\rho_R \cdot W_R} = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2 - 1}{\rho_R}. \quad (3.10)$$

Объем изношенного материала контактного слоя составляет:

$$\Delta V = \frac{V_d}{n_K}. \quad (3.11)$$

Коэффициент износа, согласно энергетической теории трения и изнашивания по Фляйшеру, определится как отношение:

$$v = \frac{\Delta V}{V_d}. \quad (3.12)$$

Линейная интегральная интенсивность изнашивания, как взаимосвязь между удельной силой трения и критической плотностью энергии, может быть определена:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a}{\omega_{DR}^*} \quad (3.13)$$

Следует отметить, что на основе анализа энергии трения и обработки большого количества опытных данных, Фляйшером предложена расширенная зависимость для оценки линейной интегральной интенсивности изнашивания:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a}{\omega_{DRB}} \nu \chi_R \frac{\rho_R (n_K - 1) + 1}{n_K}, \quad (3.14)$$

где ω_{DRB} – плотность энергии разрушения при трении (аналог предела прочности при растяжении); χ_R – коэффициент, учитывающий превышение действительной энергии разрушения над ее средним значением, равный $10^3 \dots 10^4$.

Таким образом, получение развернутой зависимости для оценки линейной интегральной интенсивности изнашивания возможно использованием совместного решения основных уравнений энергетической (по Г. Фляйшеру) и молекулярно-механической (по И.В. Крагельскому) теорий трения и изнашивания.

В уравнении по оценке коэффициента аккумуляции энергии (3.5) необходимо учесть, что $W_d = \omega_{DR} \cdot V_d$, а $W_R = \omega_{DR} \cdot V_R$. Тогда указанное соотношение может быть представлено в следующем виде:

$$\rho_R = \frac{W_{sp}}{W_M} = \frac{V_d}{V_R} \quad (3.15)$$

Критическое число циклов нагружения:

$$n_K = \frac{\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2 - 1}{\rho_R} = \frac{\left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2 - 1\right] \cdot V_R}{V_d} \quad (3.16)$$

Объем изношенного материала контактного слоя:

$$\Delta V = \frac{V_d}{n_K} = \frac{V_d^2}{\left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma}\right)^2 - 1\right] \cdot V_R} \quad (3.17)$$

Критическая плотность энергии:

$$\omega_{DR}^* = \frac{W_R}{\Delta V} = \frac{W_R \cdot \left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma} \right)^2 - 1 \right] \cdot V_R}{V_d^2}. \quad (3.18)$$

Линейная интегральная интенсивность изнашивания:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a}{\omega_{DR}^*} = \frac{f \cdot P_a \cdot V_d^2}{W_R \cdot \left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma} \right)^2 - 1 \right] \cdot V_R}. \quad (3.19)$$

Последнее выражение может быть приведено к более удобному виду с учетом того, что $W_R = \omega_{DR} \cdot V_R$:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a \cdot V_d^2}{\omega_{DR} \cdot \left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma} \right)^2 - 1 \right] \cdot V_R^2}, \quad (3.20)$$

или, учитывая, что $\omega_{DR} = \sigma / (2E)$:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a \cdot V_d^2}{\frac{\sigma^2}{2E} \cdot \left[\left(\frac{\sigma_B}{\sigma} \right)^2 - 1 \right] \cdot V_R^2}, \quad (3.21)$$

тогда:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a \cdot V_d^2}{\left[\frac{\sigma_B^2}{2E} - \frac{\sigma^2}{2E} \right] \cdot V_R^2}, \quad (3.22)$$

и окончательно:

$$I_h = \frac{f \cdot P_a \cdot V_d^2}{\left[\frac{\sigma_B^2 - \sigma^2}{2E} \right] \cdot V_R^2} = \frac{f \cdot P_a}{\left[\frac{\sigma_B^2 - \sigma^2}{2E} \right]} \cdot \rho_R^2. \quad (3.23)$$

Запись уравнения (3.23) с использованием коэффициента аккумуляции энергии наиболее удобна.

Коэффициент аккумуляции энергии трения:

$$\rho_R = \sqrt{\frac{I_h \cdot \left[\frac{\sigma_B^2 - \sigma^2}{2E} \right]}{f \cdot P_a}}. \quad (3.24)$$

Таким образом, экспериментальная оценка коэффициента аккумуляции энергии при различных режимах нагружения сопряжения, является первым шагом к выявлению параметров, оказывающих влияние на величину доли энергии трения, аккумулируемой в поверхностных слоях трибосистемы в ходе контактного взаимодействия.

3.2 Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания исследуемого сопряжения

Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания исследуемых материалов проводилась автором на трибометре SRV в Австрийском центре компетентности в трибологии (AC2T research GmbH). Прибор позволяет реализовать схему контактного взаимодействия с возвратно-поступательным движением образцов. Образец, изготовленный из гильзы цилиндра (специальный легированный чугун ЧМН), является неподвижным образцом, а изготовленный из поршня (алюминиевый сплав АК4), совершает возвратно-поступательное движение относительно прижатого к нему образца гильзы цилиндра. Показателями процесса фрикционного взаимодействия в измерительной системе прибора являются непрерывная запись нормальной силы, сближения изнашиваемых тел, коэффициента трения и времени. Краткие технические характеристики SRV-трибометра представлены в табл. 3.1.

В качестве смазки использовалось рекомендуемое для дизельных двигателей моторное масло марки SAE 5W-30, которое наносилось на поверхность пластины в объеме одного миллилитра.

Технические характеристики SRV-трибометра

Параметр	Размерность	Диапазон значений
Нормальная нагрузка	Н	5...200
Ход исследуемого образца	мм	0,01...4
Частота колебаний	Гц	1...511
Температура образцов	°С	-35...290
Продолжительность эксперимента	мин	1...5940

Основными внешними характеристиками, влияющими на скорость изнашивания сопряжения, являются контактное давление p_{cont} и линейная скорость перемещения V . Значения p_{cont} и V на трибометре соотносились с предварительно рассчитанными значениями боковой силы F и скоростью движения поршня в сопряжении в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля (рис. 3.1), что позволило определить задаваемый диапазон значений нормальной нагрузки от 50 до 100 Н, частоту возвратно-поступательных перемещений образца поршня от 17 до 50 Гц и амплитуду равную 3 мм.

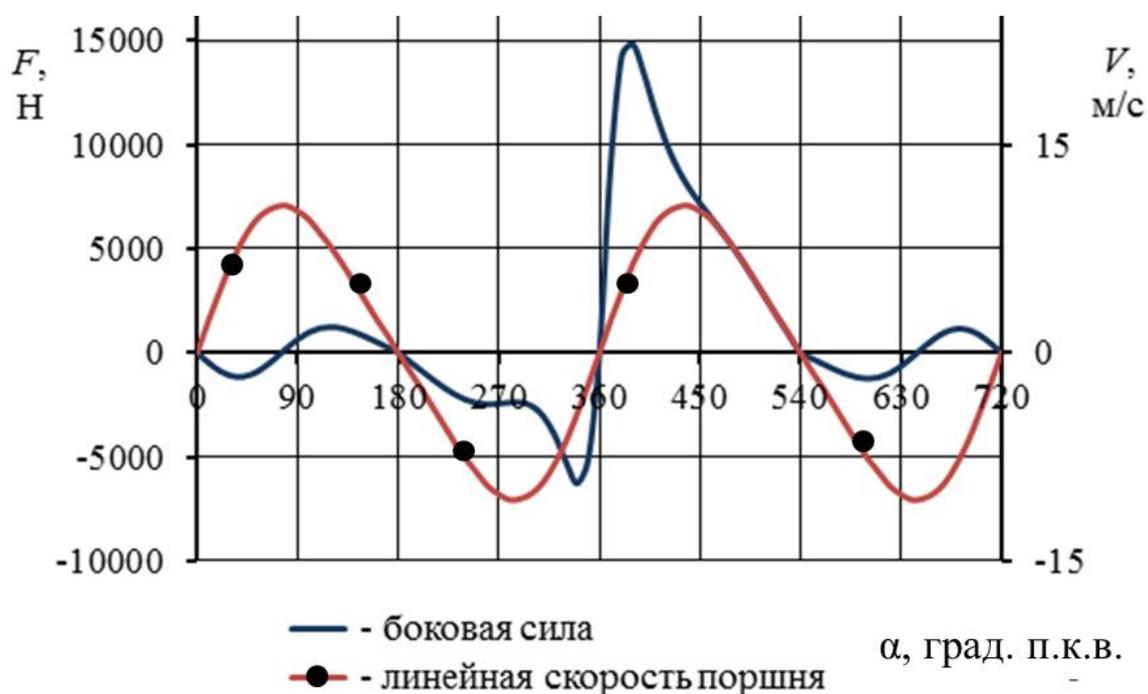


Рис. 3.1. Зависимость боковой силы и линейной скорости поршня от угла поворота коленчатого вала

Оценка глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, осуществлялась с использованием DST-метода [91], сущность и краткое описание которого заключается в следующем (рис. 3.2).

Перед проведением тестовых испытаний, на рабочие поверхности исследуемых образцов материалов тел трения наносилось несколько (обычно четыре) контрольных меток (рис. 3.2 а). Далее, с использованием электронного микроскопа и специального программного обеспечения, поверхности трения исследуемых образцов профилометрировались и получали в результате трехмерную (3D) профилограмму поверхностей до проведения испытаний.

По завершении тестовых испытаний, процедуру профилометрирования рабочих поверхностей образцов повторяли и полученную профилограмму поверхности после испытаний, сопоставляли с имеющейся профилограммой поверхности до испытаний, используя для точного совмещения профилограмм, заранее подготовленные метки (см. рис. 3.2 б, 3.2 в). Основной целью нанесения меток на исследуемую поверхность является последующее точное совмещение точек дискретизации поверхности (для микровыступов и впадин), с последующей оценкой разности высот и глубины изношенного слоя металла.

В результате совмещения профилограмм (рис. 3.2 г), полученных до и после проведения трибометрических испытаний образцов, определяется глубина и объем металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, что при известных «входящих» параметрах сопряжения (условий нагружения, пути трения, продолжительности контактного взаимодействия и т.п.), позволяет оценить параметры трения и изнашивания в сопряжении.

Для проведения профилометрирования тестовых образцов и последующей обработки полученных изображений микронеровностей шероховатости до и после проведения исследований использовали электронный микроскоп с программным обеспечением фирмы «Leica». Краткие технические характеристики микроскопа представлены в табл. 3.2.

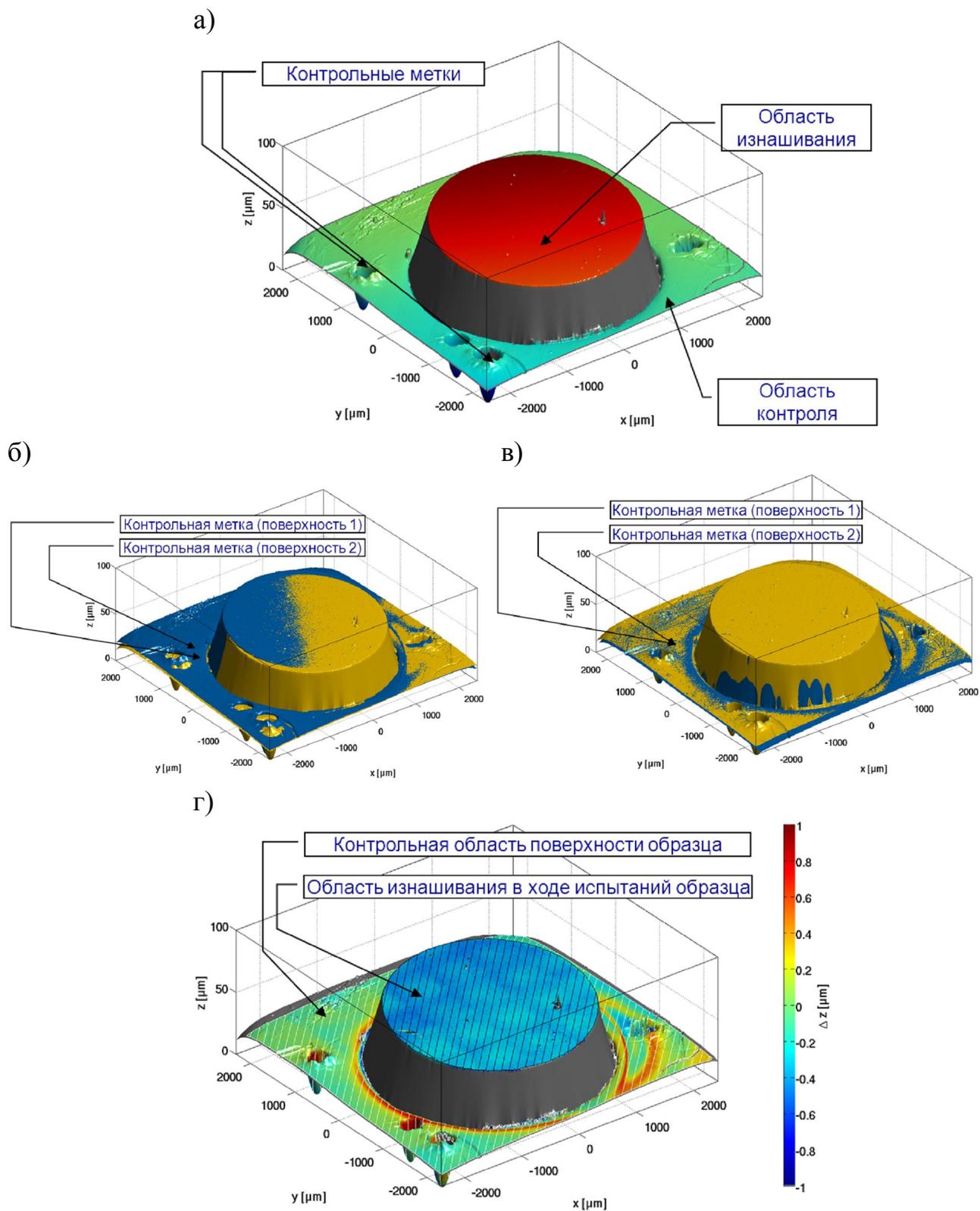


Рис. 3.2. Иллюстрация DST-метода:

а) профилограмма поверхности до испытаний; б) совмещение профилограмм после испытания при несовпадающих контрольных метках; в) совмещение профило-

грамм после испытания при совпадающих контрольных метках; г) диаграмма
ности высот микронеровностей

Таблица 3.2

Технические характеристики электронного микроскопа фирмы Leica

Параметр	Размерность	Диапазон значений
Увеличение образца	-	5...150
Размер сканируемой поверхности	мкм	63...2550
Оптическая разрешающая способность	мкм	0,14...0,94
Скорость сканирования	мкм/с	0,5...320

Для приближения условий испытания исследуемых материалов к эксплуатационным, эксперименты проводились в условиях циркуляции смазочного масла с температурой 100 °С. Притирка исследуемой пары образцов не проводилась, поскольку для хонингованной поверхности образца гильзы в процессе притирания контактирующих поверхностей произойдет как истирание, так и затирание частицами износа тонкого слоя поверхности, что недопустимо в проводимом исследовании.

На рис. 3.2 приведены профилограммы поверхностей образцов гильзы цилиндра и юбки поршня до эксперимента. Это позволило определить значение $h_{кр}$ для расчета ГМХ сопряжения «поршень – цилиндр», которое составило 15 мкм.

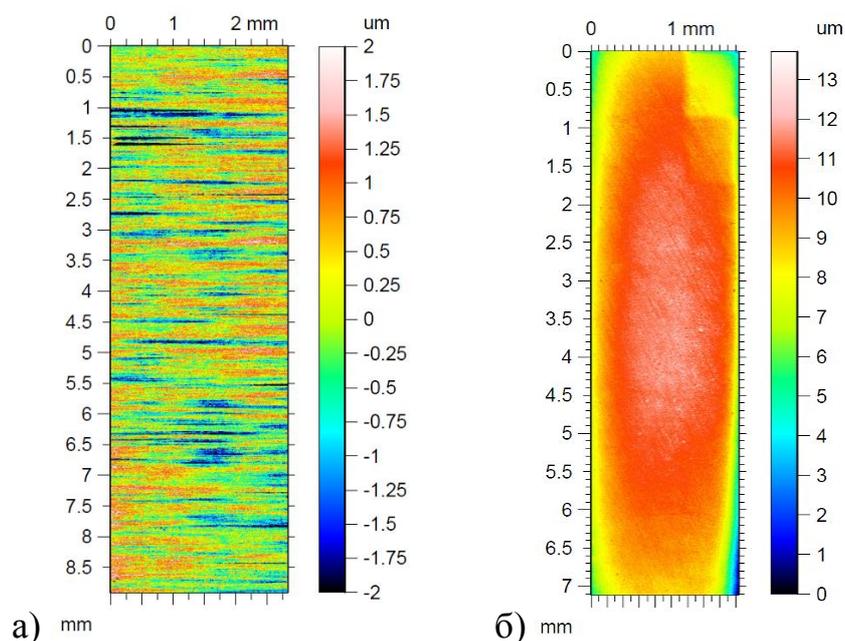


Рис. 3.3. Профилограммы поверхности исследуемых образцов
гильзы цилиндра (а) и юбки поршня (б)

Уровень изнашивания образца гильзы цилиндра (специальный чугун) рассматривался, как неизмеримый или несопоставимо меньший, чем уровень изнашивания алюминиевого образца, что являлось одним из допущений при проведении эксперимента.

На основании экспериментальных данных линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня рассчитывалась по формуле:

$$I_h = \Delta h / L, \quad (3.25)$$

где Δh – глубина изношенного слоя; L – путь трения.

В приложении 3 на рис. П.3.1–П.3.12 и в табл. П.3.1–П.3.12 приведены результаты экспериментов для каждого сочетания параметров P_a и V в одной из повторностей. Анализ полученных результатов эксперимента позволил выявить зависимости изменения глубины изношенного слоя (Δh) и интенсивности изнашивания (I_h) образца из алюминиевого сплава в функции номинального давления (P_a) и скорости скольжения (V) в сопряжении (рис. 3.4 а, 3.4 б).

Зависимость глубины изношенного слоя металла от номинального давления в сопряжении 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 для всех режимов нагружения исследуемого сопряжения определены с использованием экспериментально полученных значений интенсивности изнашивания образца из алюминиевого сплава (рис. 3.4 в). Анализ полученных значений коэффициента аккумуляции энергии трения в исследуемом сопряжении позволил выявить его постоянство при различных величинах номинального давления в сопряжении, но в пределах постоянной величины скорости скольжения, и некоторое его увеличение при повышении скорости скольжения в сопряжении. Незначительные колебания абсолютных значений коэффициента аккумуляции энергии можно объяснить колебаниями температуры исследуемого образца, спровоцированными периодически-

стью подачи смазочного материала и, как следствие, непостоянством значений коэффициента трения в сопряжении.

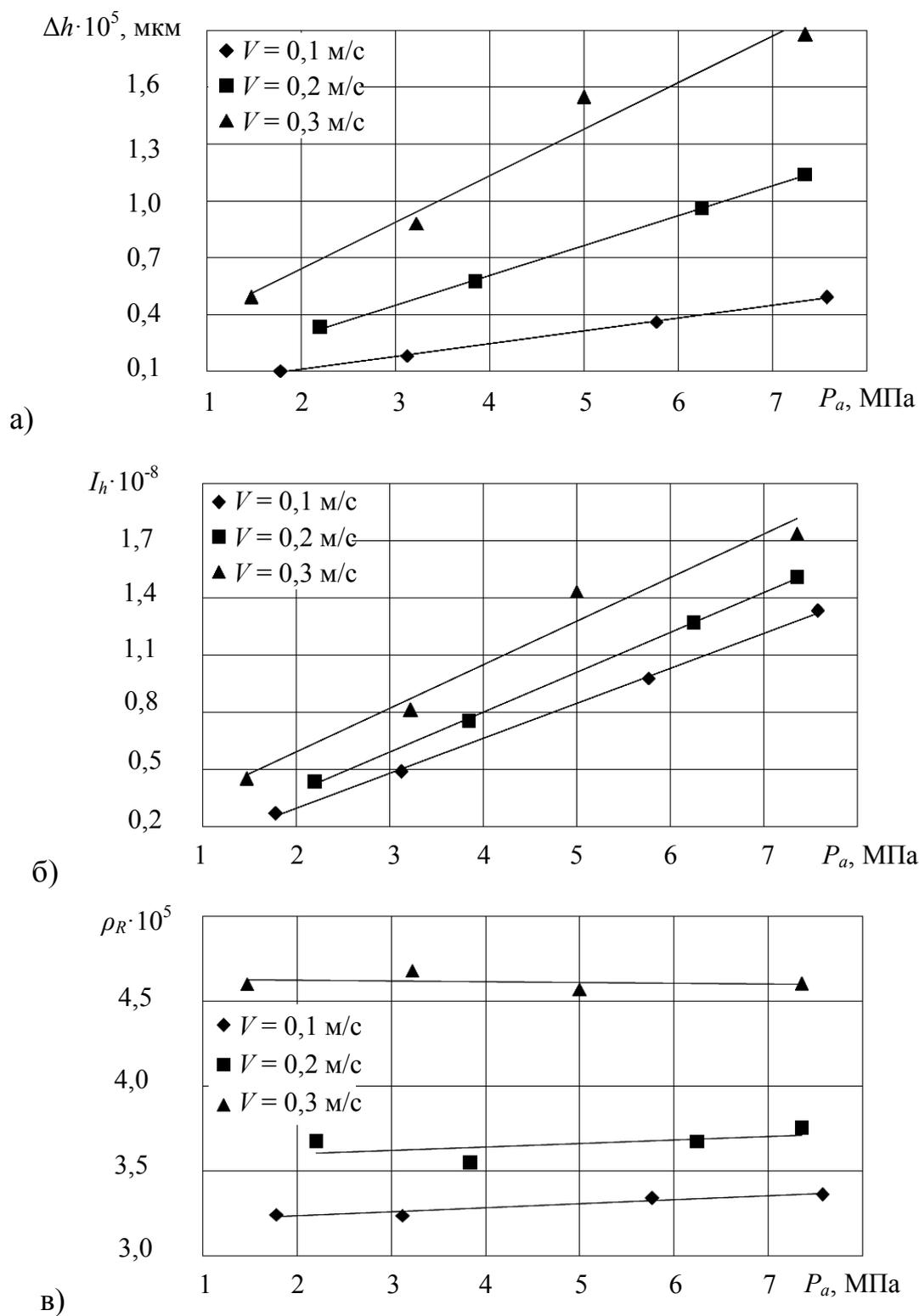


Рис. 3.4. Зависимость глубины изношенного слоя (а), линейной интегральной

интенсивности изнашивания (β) и коэффициента аккумуляции энергии трения (ν) образца из алюминиевого сплава от номинального давления и скорости скольжения при продолжительности эксперимента – 3600 с

Постоянство коэффициента аккумуляции энергии при различных значениях номинального давления, в пределах фиксированной величины скорости скольжения, объясняется пропорциональностью изменения деформационной (аккумулируемой) и тепловой (диссипируемой) составляющих энергии трения при увеличении номинального давления в сопряжении. Увеличение абсолютных значений коэффициента аккумуляции энергии при повышении скорости скольжения (рис. 3.13), 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. 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, и может являться темой самостоятельного исследования.

3.3 Определение ресурса сопряжения «поршень – цилиндр»

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 гидродинамической смазки в сопряжении в течение рабочего цикла дизеля. При этом учитывались особенности реального режима работы дизеля при выполнении характерных работ инженерной машиной, на которой он установлен. При оценке ресурса сопряжения учитывалась продолжительность работы дизеля с той или иной нагрузкой.

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 соответствии с представлениями теории упругости и пластичности вид контактного взаимодействия устанавливался по рекомендациям работы [13] на основании анализа неравенства:

$$5,4 \cdot \frac{(1 - \mu^2)^4 HB^5}{\Delta^2 E^4} \leq P_c \leq 14,5 \cdot \frac{(1 - \mu^2)^4 HB^5}{\Delta^2 E^4}, \quad (3.26)$$

где P_c – контурное давление контакта, Па; HB – твердость материала по Бринеллю (120НВ); Δ – комплексный показатель шероховатости ($\Delta = 7 \cdot 10^{-3}$); μ – коэффициент Пуассона ($\mu = 0,33$); E – модуль упругости ($E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа).

Контурное давление в области контакта P_c для обработанных поверхностей определялось из выражения [13]:

$$P_c = 1,87 \cdot E^{\frac{1}{2}} \left(\frac{a_\omega}{L_\omega} \right)^{\frac{1}{2}} P_a^{\frac{1}{2}}, \quad (3.27)$$

где P_a – номинальное контактное давление, Па; a_ω – высота волны шероховатости, мкм; L_ω – шаг волны шероховатости, мкм.

Номинальное контактное давление в сопряжении определялось на основании номинальной площади контакта A_a направляющей поршня, а также величины бо-

ковой силы F в сопряжении. Отношение высоты волны шероховатости к ее шагу определялось по профилограмме поверхности поршня.

С учетом (3.26) рассматриваемый вид контактирования для исследуемых объектов классифицировался как пластический.

Для случая пластического деформирования величина фактического давления на пятна контакта P_r принималась равной твердости материала по Бринеллю ($P_r = HB$).

Соотношения между номинальной, фактической и контурной площадями контакта при известной нормальной нагрузке определялись из выражения:

$$F = P_a A_a = P_c A_c = P_r A_r, \quad (3.28)$$

где A_c и A_r – соответственно контурная и фактическая площади контакта.

Результаты анализа параметров нагружения и основных геометрических и триботехнических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр» для дизеля типа ЧН 13/15 представлены в табл. 3.3.

Время изнашивания контактного слоя определенной толщины оценивалось на основании экспериментально полученной зависимости интенсивности изнашивания:

$$t_{izn} = h_{izn} / (I_h \cdot V), \quad (3.29)$$

где h_{izn} – толщина изношенного слоя, м.

Таблица 3.3

Основные триботехнические параметры сопряжения «поршень – цилиндр»

Параметр	Значение
Боковая сила в сопряжении (нормальная нагрузка), Н	15000
Номинальная площадь контакта, м ²	$17,1 \times 10^{-3}$
Контурная площадь контакта, м ²	$2,5 \times 10^{-3}$
Фактическая площадь контакта, м ²	$1,5 \times 10^{-4}$
Соотношение площадей A_a/A_r	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. 2.4), значение $h_{изн}$, 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 $h_{изн}$, 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 маслосъемность 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 [65] 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 $\alpha_{h_{дон}}$, 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 при различных режимах нагружения дизеля представлены в табл. 3.4.

Необходимо отметить, что время контактного взаимодействия поверхностей трения достаточно продолжительно, особенно при максимальной нагрузке, и составляет 90 град. по углу поворота коленчатого вала за цикл нагружения. Такой

результат свидетельствует о необходимости проведения расчетных исследований по оптимизации профиля поршня.

Таблица 3.4

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, моточас	83500	35500	9200	2200
Средний моторесурс сопряжения, моточас	21600			

3.4 Выводы по третьей главе

Анализ параметров контактного взаимодействия пары «алюминиевый сплав – специальный чугун», используемой в сопряжениях «поршень – гильза» поршневых и комбинированных ДВС, позволяет сделать следующие выводы:

1. Согласно исследуемой зависимости (3.23), линейная интегральная интенсивность изнашивания, представленная в функции коэффициента трения, номинального давления контакта и скорости скольжения в сопряжении, изменяется с прямой пропорциональностью. В этой связи представляется целесообразным выбор материалов контактирующих элементов сопряжения, обеспечивающих минимальный коэффициент трения, а номинальное давление в сопряжении необходимо снижать с целью уменьшения действующих тепловых и механических нагрузок.

2. Время работы сопряжения до величины предельного износа имеет обратно пропорциональную квадратичную зависимость от коэффициента аккумуляции

энергии в контактном слое сопряжения, представляющего собой соотношение энергий микродеформирования и трения при контактном взаимодействии. С уменьшением коэффициента аккумуляции энергии ресурс сопряжения в целом увеличивается. Снижение коэффициента аккумуляции энергии возможно уменьшением тепловой нагруженности сопряжения, увеличением диссипируемой части энергии трения в виде тепловой энергии и (или) снижением аккумулируемой части энергии трения с ухудшением условий возникновения дислокационного механизма и устранением предпосылок к усталостному изнашиванию. Уровень аккумулируемой (запасенной в контактном слое) энергии определяется, главным образом величиной действующих нагрузок и механическими свойствами используемых материалов элементов сопряжения.

3. Эксплуатационный ресурс сопряжения прямо пропорционален разности напряжений сжатия в контактном слое и их предельных значений для материалов элементов сопряжения. Снижение разности напряжений возможно двумя способами: уменьшением действительных напряжений, что требует снижения действующих нагрузок в сопряжении, и (или) повышением предельного напряжения, предусматривающим использование материалов с повышенными значениями пределов прочности. В этой связи, механические свойства материалов элементов сопряжения имеют существенное значение. Увеличение твердости и предела прочности при сжатии материалов элементов сопряжения способствует смещению типа контактирования от области пластического взаимодействия в сторону упруго-пластического характера, и увеличению времени работы сопряжения до предельных величин износа.

4. В результате проведения экспериментальных исследований выявлено изменение коэффициента трения (f) в диапазоне $0,12 \dots 0,17$ при работе исследуемого сопряжения в диапазоне номинальных давлений контакта $1,5 \dots 7,5$ МПа и скоростей скольжения $0,1 \dots 0,3$ м/с. Указанные величины коэффициента трения имеют хорошее согласование с данными литературных источников, соответствуют значениям «граничного» режима контактного взаимодействия и имеют место в со-

пряжениях «юбка поршня – гильза цилиндра» поршневых и комбинированных ДВС при положении поршня вблизи ВМТ и НМТ.

5. Значения линейной интегральной интенсивности изнашивания зафиксированы в пределах $2 \times 10^{-9} \dots 2 \times 10^{-8}$ м/м, причем большие значения соответствуют более высоким номинальным давлениям и скоростям скольжения в сопряжении. Этот результат имеет удовлетворительное согласование с результатами, представленными в литературных источниках, для сопряжения «алюминиевый сплав – специальный чугун» при исследуемых режимах нагружения трибосистемы.

6. Коэффициент аккумуляции энергии трения (ρ_R), выявлен, как постоянная величина при различных номинальных давлениях в исследуемом сопряжении и фиксированном значении скорости скольжения, и составил $3,25 \times 10^{-5} \dots 3,27 \times 10^{-5}$ для скорости скольжения 0,1 м/с, $3,65 \times 10^{-5} \dots 3,85 \times 10^{-5}$ для скорости скольжения 0,2 м/с и $4,55 \times 10^{-5} \dots 4,65 \times 10^{-5}$ для скорости скольжения 0,3 м/с. Указанные значения коэффициента аккумуляции энергии могут быть использованы при проектировании и оценке ресурса сопряжения «юбка поршня – гильза цилиндра».

7. Энергия микродеформирования поверхностного слоя сопряжения рассматривается, как энергия, которая необратимо аккумулируется в нем до момента его разрушения, следовательно, зависимости для коэффициента аккумуляции энергии трения, полученные опытным путем, формируют исходные данные к поиску взаимосвязи энергии, аккумулирующейся в контактом слое, со скоростью скольжения в сопряжении.

8. С увеличением нагрузки дизеля при постоянной частоте вращения коленчатого вала наблюдается увеличение боковой силы в сопряжении в 1,4 раза и возрастание доли 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 составляет 21622 моточасов.

ГЛАВА 4 ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШЕНЬ – ЦИЛИНДР»

4.1 Методика оптимизации

Решение задачи оптимизации обеспечивает получение расчетных значений гидромеханических характеристик (ГМХ), принадлежащих некоторой допустимой области D , за счет подбора конструктивных и режимных параметров сопряжения «поршень – цилиндр». Критерием оптимальности $V(q)$ в данном случае является совокупность значений ГМХ, определяющая «превосходство» одного варианта конструкции поршня над другими. Целевое свойство сопряжения численно характеризуется экстремальным значением критерия оптимальности. Обычно необходимо достижение минимального критерия оптимальности, а значит задачу оптимизации можно кратко описать выражением $MIN V(q), q \in D$, что значит: отыскать вектор $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)$ расчетных значений параметров, обеспечивающий минимизацию критерия оптимальности $V = V(q_1, q_2, \dots, q_n)$ при решении системы неравенств

$$G_i(q_1, q_2, \dots, q_n) \geq 0, i = 1, 2, \dots, m, \quad (4.1)$$

$$q_n^- \leq q_n \leq q_n^+. \quad (4.2)$$

Выражение (4.1) представляет собой накладываемые ограничения, а (4.2) определяет возможную область изменений расчетных значений, характеризуемую конструктивными соображениями, технологией изготовления сопряжения и условиями его эксплуатации.

Оптимизация геометрии направляющей поршня требует определения таких параметров, которые обеспечат минимизацию всех введенных критериев одновременно $\Phi_v(q), v = 1, 2, \dots, k$, т.е. получения наилучших значений сразу нескольких ГМХ. Оптимизация по каждому из этих критериев приводит к разным значениям расчетных параметров q , поскольку критерии являются противоречивыми. В этом случае решается задача многокритериальной оптимизации: рассматривают

векторный критерий $\Phi(q) = \{\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)\}$, позволяющий совместно учесть всю совокупности частных критериев. Результат решения задачи нельзя считать оптимальным ни по одному из критериев. Однако для вектора $\Phi(q)$ найденное решение является компромиссным.

Одним из наиболее простых путей решения многокритериальной задачи оптимизации можно назвать организацию поиска оптимального решения на множестве Парето [10]. Хотя точки Парето строго несравнимы между собой, очевидно, что такие точки объективно лучше остальных. Дальнейший выбор из множества Парето-оптимальных решений не возможно осуществить на основе какого-либо математического закона, на этом этапе выбор осуществляется с учетом мнения эксперта.

В работах [55, 71] методом *ЛП*-поиска для шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740.11-220 и сопряжения «поршень – цилиндр» ДВС решаются многокритериальные задачи оптимизации конструктивных параметров. Особенностью этого метода является систематический просмотр многомерных областей пробных точек в пространстве варьируемых параметров на равномерно распределенной последовательности. Для этих целей используются *ЛП_τ* – последовательности, которые обладают наилучшими характеристиками равномерности среди всех известных равномерно распределенных последовательностей.

Метод оптимизации на основе *ЛП_τ*-последовательностей в сочетании с организацией поиска оптимального решения на выделенном множестве Парето обладает следующей отличительной особенностью. Целевая функция, описывающая зависимость между критериями качества на основе экспертных оценок, отсутствует в общепринятом смысле. Вместо этого в результате решения формируется совокупность критериев (в нашем случае ГМХ), которую можно считать оптимальной. Этот подход применен и в данной работе.

Критериями качества системы «поршень – смазочный слой – цилиндр» $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$ выбраны не экстремальные, а средние за цикл ГМХ: $h_{\min}^*, p_{\max}^*, N^*, Q^*$, образующие вектор качества $\Phi(q)$. Этот перечень был

дополнен протяженностью зон касания $\alpha|_{h=h_{kp}}$, т.е. участков траектории движения, на которых $h_{\min}(\tau)$ меньше критических значений h_{kp} . Выбор вместо $\inf h_{\min}$ и $\sup p_{\max}$ средних значений h_{\min}^* и p_{\max}^* обоснован тем, что у форсированных ДВС расчетные значения h_{\min} могут быть значительно меньше суммы значений неровностей поверхностей поршня и гильзы. Гидродинамические давления значительно возрастают при таких минимальных толщинах смазочного слоя. Таким образом, в процессе решения задач оптимизации допускалось появление значений $\inf h_{\min} < h_{kp}$, а к средней за цикл нагружения минимальной толщине смазочного слоя h_{\min}^* предъявлялось требование максимизации.

С учетом выше сказанного задача оптимизации заключается в отыскании точки \tilde{q} такой, что

$$\Phi(\tilde{q}) = \underset{q \in D}{opt} \Phi(q), \quad (4.3)$$

где D – множество допустимых точек, определяющих оптимальное значение вектора качества.

В основе алгоритма лежит численное исследование (зондирование) пространства параметров. Исследование проводится в три этапа. 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 параметрами являлись: высота юбки поршня B , радиальный зазор h_0 , отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем нижнем краях юбки и координата Z_{ci} точки C_i вершины профиля, с нагруженной ($i=1$) и ненагруженной ($i=2$) стороны поршня, а также вязкостно-температурная зависимость $\mu = \mu(T^*)$.

На втором этапе назначаются ограничения на критерии качества. Второй этап предполагает вмешательство экспертов. Просматривая таблицу испытаний, они назначают ограничения для каждого критерия. На третьем этапе автоматически

проверяется непустота множества допустимых значений $(h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B, \mu_{40}, \mu_{100})$. Если множество пусто, осуществляется возврат ко второму этапу и экспертами делаются уступки при назначении ограничений или увеличивается число пробных точек. После этого оптимизация начинается с начала. Если множество $(h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B, \mu_{40}, \mu_{100})$ оказывается не пустым, из него экспертами исключаются неэффективные точки. Множество всех эффективных точек является множеством паретовских точек $\tilde{\Pi}$. Границы, в пределах которых варьировались параметры $h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B$ устанавливались при решении конкретных задач экспертами. Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации представлялось в виде точек q с координатами $(h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B, \mu_{40}, \mu_{100})$.

4.2 Результаты расчёта

Объект оптимизации – система «поршень – смазочный слой – цилиндр» дизельного двигателя типа ЧН 13/15. Оптимизация проводилась для режима максимальной мощности N_{\max} . Описание геометрии профиля юбки поршня проводится способом, описанным в гл. 2. Форма профиля поршня и положение относительно цилиндра определяют характерную толщину смазочного слоя. Высота юбки B по опыту предыдущих расчетов для данного двигателя не изменялась, диапазон изменения вязкости масла при характерных температурах $T_1 = 40$ °С и $T_2 = 100$ °С выбран после анализа характеристик масел для дизелей: $\mu_{40} = 0,0425 - 0,0680$ Па·с, $\mu_{100} = 0,0085 - 0,0136$ Па·с. На параметры накладывались следующие ограничения, связанные со способом задания профиля:

$$\begin{aligned} h_{1i} \neq 0, h_{2i} \neq 0, h_{1i} \neq h_{2i}; \\ m_i \neq 0, m_i \neq \pm a; \end{aligned} \tag{4.4}$$

$$\begin{aligned} m_i > 0 \text{ при } h_1 > h_2; \\ m_i < 0 \text{ при } h_1 < h_2; \end{aligned}$$

$$l_i(h_{1i}, h_{2i}, m_i) \geq 2. \tag{4.5}$$

На первом этапе оптимизации геометрических параметров поршня, отыскивалась точка ЛПт - последовательности и определялись параметры $h_0, h_{1i}, h_{2i}, Z_{ci}, B, \mu_{40}, \mu_{100}$. Если точка удовлетворяла ограничениям (4.4), по выражению (2.11) определялись коэффициенты k_i и l_i и проверялось ограничение (4.5). 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:

$$h_{\min}^* \geq h_{\min}^* ', p_{\max}^* \leq p_{\max}^* ', N^* \leq N^* ', Q^* \leq Q^* ', \alpha|_{h=h_{kp}} \geq \alpha|_{h=h_{kp}} ' \quad (4.6)$$

где $h_{\min}^* ', p_{\max}^* ', N^* ', Q^* ', \alpha|_{h=h_{kp}} '$ – уточненные критериальные ограничения.

На третьем этапе производилась проверка условий (4.6). 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 (4.6) всё же не выполнялись, считалось, что выбранные критериальные ограничения несовместны.

Если условия (4.6) выполнялись, из рассмотрения исключались неэффективные точки, оставшиеся считались паретовскими. При необходимости для улучшения полученных результатов в окрестности выбранной точки производились дополнительные расчеты.

В качестве базовой рассматривалась серийная конструкция поршня. 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 256 расчетов траектории поршня. В качестве критериальных ограничений взяты расчетные характеристики серийного поршня: $N^* = 624,34$ Вт,

$Q^* = 41,17 \text{ см}^3/\text{с}$, $h_{\min}^* = 30,93 \text{ мкм}$, $p_{\max}^* = 5,35 \text{ МПа}$, $\alpha|_{h=h_{kp}} = 30,1 \%$. Данным критериальным ограничениям удовлетворяет ряд точек, из множества которых была выбрана точка: $N^* = 432,8 \text{ Вт}$, $Q^* = 34,7 \text{ см}^3/\text{с}$, $h_{\min}^* = 34,0 \text{ мкм}$, $p_{\max}^* = 4,7 \text{ МПа}$, $\alpha|_{h=h_{kp}} = 24,4 \%$, для которой протяженность зоны касания минимальна. Параметры оптимизированного в осевом направлении профиля поршня представлены в табл. 4.1. Величину радиального зазора h_0 по результатам оптимизации необходимо уменьшить с 100 мкм до 92 мкм. Результаты решения оптимизационной задачи для вязкостно-температурной характеристики моторного масла показали, что наиболее близок к оптимальному индекс вязкости масла Shell Rimula Ultra XT SAE 5W–40.

Таблица 4.1

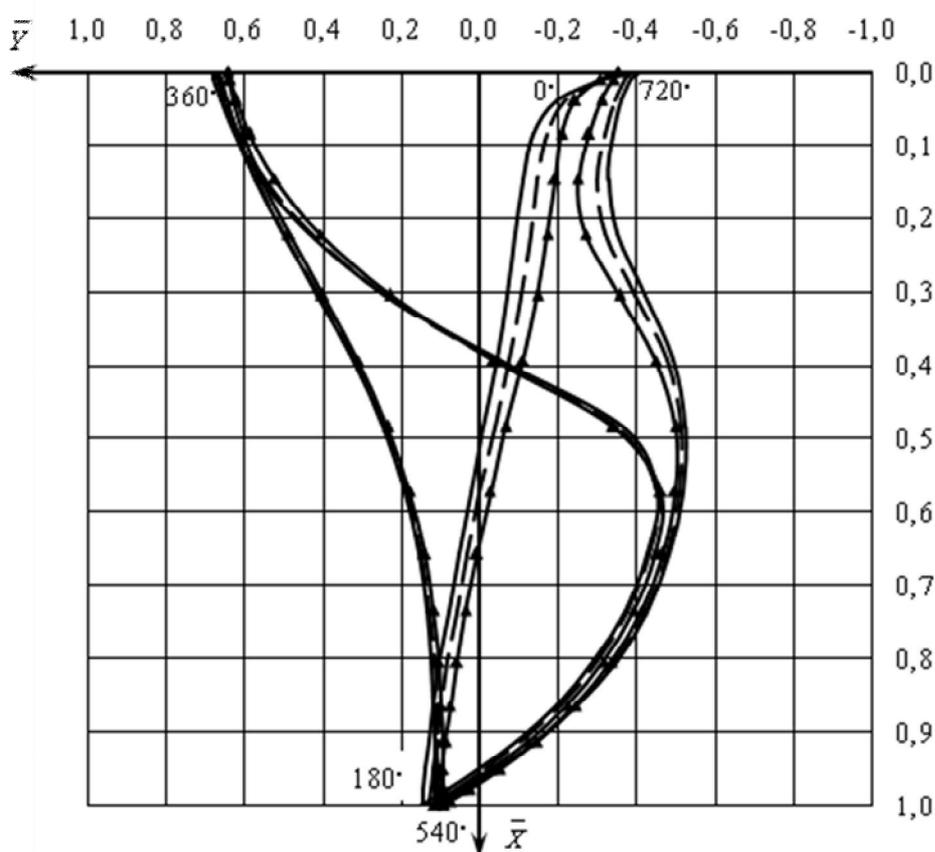
Параметры оптимизации профиля

Сторона поршня	Параметры профиля		
	k_a	l_a	m_a
нагруженная	1,572	1,906	-0,065
ненагруженная	1,919	1,602	-0,135

Результаты расчетов ГМХ трибосопряжения «поршень – цилиндр» приведены в табл. 4.2. Так же в табл. 4.2 приведены значения среднего моторесурса, рассчитанного с использованием методики разработанной во второй главе. Траектория движения поршня в безразмерных координатах представлена на рис. 4.1. На рис. 4.2. представлена зависимость $\inf h_{\min}$ от угла поворота коленчатого вала.

Результаты расчетов гидромеханических характеристик

Поршень	N^* , Вт	Q^* , см ³ /с	h_{\min}^* , мкм	p_{\max}^* , МПа	$\inf h_{\min}$, мкм	$\alpha _{h=h_{kp}}$, %	Средний моторесурс, моточас
серийный	624,3	41,1	30,9	5,4	8,6	30,1	21600
оптимизированный без подбора масла	532,8	34,7	34,0	4,7	9,5	24,4	22900
оптимизированный с подбором масла	508,4	33,6	41,1	3,8	10,9	19,8	24200

Рис. 4.1. Траектория движения поршня на режиме N_{\max}

— — серийный профиль поршня; --- — оптимизированный
профиль поршня без подбора масла; —▲— — оптимизированный профиль
поршня с подбором масла

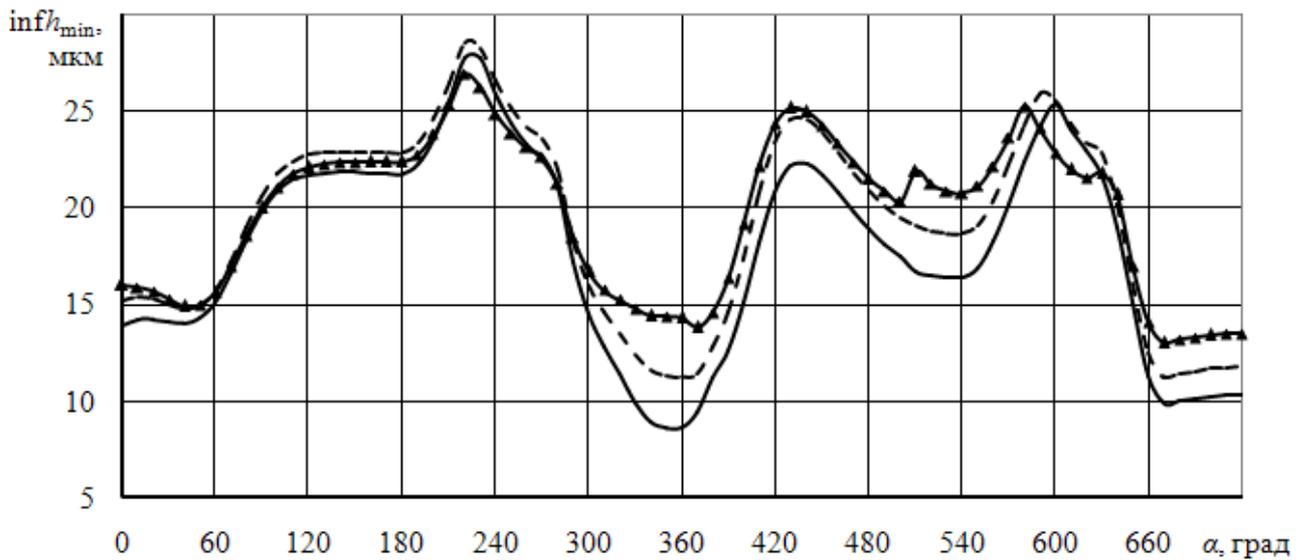


Рис. 4.2. Зависимость $\inf h_{\min}$ от угла поворота коленчатого вала на режиме N_{\max}

— — серийный профиль поршня; - - - - оптимизированный профиль поршня без подбора масла; —▲— — оптимизированный профиль поршня с подбором масла

Из полученных результатов видно, что оптимизация геометрических параметров серийной конструкции ТС «поршень – цилиндр» дизеля типа ЧН 13/15 способствует улучшению ГМХ на 5–15%. Протяженность зоны касания снижена на 7–19 % (в зависимости от степени нагруженности), что приводит к увеличению расчетного среднего моторесурса сопряжения на 1300 моточасов. Использование масла Shell Rimula Ultra XT SAE 5W–40 так же можно дополнительно увеличить минимальную толщину смазочного слоя h_{\min}^* на 14–21% и снизить гидродинамические давления p_{\max}^* на 10–18%. При этом протяженность зоны касания не превысит 20% цикла нагружения, что дает увеличение расчетного среднего моторесурса сопряжения еще на 1300 моточасов.

Таким образом, описанная методика оптимизации направляющей части поршня позволяет подобрать конструктивные параметры трибосопряжения «поршень – цилиндр», соответствующие наилучшим расчетным значениям ГМХ сопряжения. На рис. 4.3 приведены оптимизированные профили юбки для

нагруженной и ненагруженной стороны, а так же полученные на их основе профили в холодном состоянии, которые можно использовать для производства полученной конструкции поршня.



Рис. 4.3. Оптимизированный профиль юбки поршня:

—— — в горячем состоянии; - - - - в холодном состоянии

4.3 Описание пакета программ

На рис. 4.4 представлена структура пакета программ для оптимизации ГМХ сопряжения «поршень – цилиндр». Комплекс включает в себя следующие основные программы и подпрограммы.

Piston-OPTIM – пакет программ многокритериальной оптимизации параметров сопряжения «поршень – цилиндр» методом *ЛП* – поиска;

LPt – подпрограмма организации многомерного вектора варьируемых параметров на *ЛП τ* – последовательности;

Piston-GMH – программный комплекс расчета ГМХ сопряжения;

Piston-RES – программа расчета ресурса сопряжения;

PARET – подпрограмма отбора точек Парето.

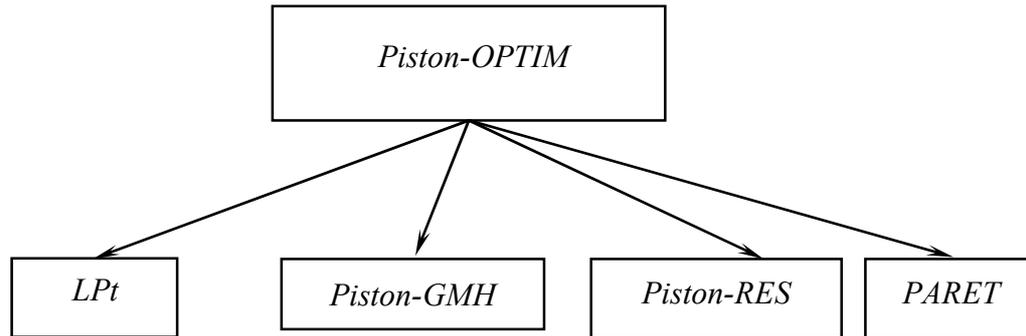


Рис. 4.4. Структура пакета программ оптимизации

Программный комплекс *Piston-GMH* представляет собой совокупность пакетов программ, к которым относятся программа реализующая алгоритм сохранения массы, программа «Поршень – ВТХ» [48], программа «Поршень – КОНТАКТ» [49], разработанные при участии автора.

Программа «Поршень – ВТХ» предназначена для расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания с учетом вязкостно-температурной характеристики (ВТХ) масел. Это дает возможность использовать в качестве одного из варьируемых в процессе оптимизации конструкции поршня параметров вязкость масла. Программа позволяет проводить исследования и оценивать влияние ВТХ реальных смазочных материалов на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень – цилиндр».

Программа «Поршень - Контакт» предназначена для расчета динамики трибосопряжения (ТС) «поршень – цилиндр» ДВС и позволяет рассчитать поле гидродинамических давлений в тонком смазочном слое; оценить тепловое состояние смазочного слоя; учесть результаты решения задачи термоупругости для определения реальной формы поверхности трения в рабочем состоянии поршня. Программа позволяет проводить исследования и оценивать работоспособность ТС «поршень – цилиндр», что дает возможность на ранних стадиях создания энергоэффективных двигателей оценить возможные технические решения.

4.4 Разработка технического решения

В рамках выполнения обязательств по проектам Российского фонда фундаментальных исследований проводились параметрические исследования сопряжений «поршень – цилиндр» для тяжелонагруженных двигателей различных конструкций. На основе полученных результатов, при участии автора, создано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания» [30], которое позволяет повысить надежность и долговечность поршня за счет минимизации искажения заданного профиля несущей поверхности поршня под действием градиента температур.

Полезная модель представляет собой поршень двигателя внутреннего сгорания, содержащий юбку в виде бочкообразной асимметричной (в общем случае) фигуры, с отклонениями профиля образующих нагруженной и ненагруженной несущих поверхностей от правильной цилиндрической формы в плоскости, перпендикулярной оси отверстия для поршневого пальца, определяемыми по выражению (2.10) и головку с канавками под поршневые кольца, отличающийся тем, что головка на уровне верхних канавок под поршневые кольца содержит внутреннюю полость для циркуляции охлаждающей жидкости с поперечным сечением в виде эллипса, большая ось которого совпадает с биссектрисой угла между поверхностями днища поршня и цилиндра.

Заявляемая полезная модель поршня двигателя внутреннего сгорания была апробирована расчетным способом для дизельного двигателя размерности ЧН 13/15.

Поскольку изменение геометрии трибосопряжения «поршень – цилиндр», вызванное неравномерным нагревом цилиндра и поршня, оказывает существенное влияние на все гидромеханические характеристики, решалась квазистатическая задача термоупругости методом конечных элементов. В результате этого были определены температурные деформации серийного и заявляемого поршней.

Анализ результатов свидетельствует об интенсификации охлаждения головки поршня и снижении температурных деформаций направляющей поршня для заявляемой конструкции (рис. 4.5а) по сравнению с серийным образцом (рис. 4.5б). Такой подход обеспечил минимизацию искажения заданного профиля несущей поверхности поршня под действием градиента температур.

Полученные температурные деформации были учтены при определении отклонений профиля образующих h_i^* , нагруженной и ненагруженной несущих поверхностей юбки от правильной цилиндрической формы в плоскости, перпендикулярной оси отверстия для поршневого пальца.

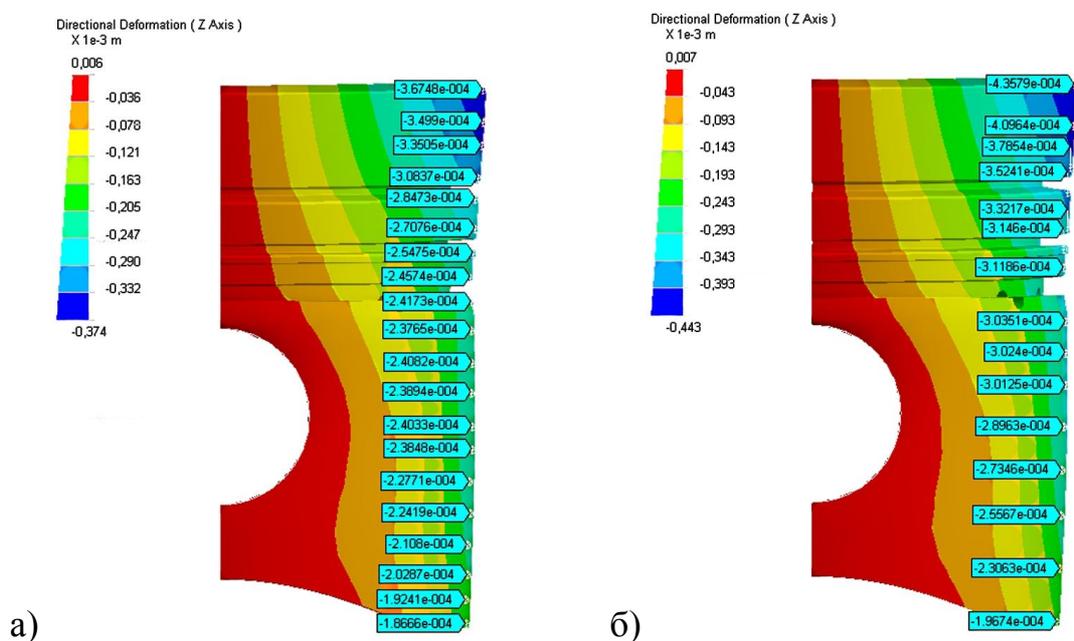


Рис. 4.5. Температурные деформации направляющей поршня
а) заявляемая конструкция; б) серийная конструкция

Параметры выражения, определяющего отклонения h_i^* , для серийного и заявляемого поршней, приведены в табл. 4.3.

Параметры профиля реализующие полезную модель для двигателя ЧН 13/15

Поршень	k_1	l_1	m_1	k_2	l_2	m_2
Серийный	2,921	1,326	-0,217	2,921	1,326	-0,217
Заявляемый	2,235	1,342	-0,086	2,235	1,342	-0,086

С использованием программы анализа трибосопряжения «поршень – цилиндр» «Поршень–ВТХ» [48] были рассчитаны основные ГМХ сопряжения с серийной и предлагаемой конструкциями поршней: потери на трение N , расход смазки в направлении камеры сгорания Q (косвенно характеризует расход смазки на угар), минимальная толщина смазочного слоя $\inf h_{\min}$. Результаты расчета, приведенные в табл. 4.4, свидетельствуют о снижении расчетного значения потерь на трение и расхода смазки в направлении камеры сгорания, а также об увеличении более чем на 40% расчетного значения минимальной толщины смазочного слоя, что гарантирует работу сопряжения в режиме гидродинамического трения и обеспечивает снижение износа направляющей части поршня. Разработанный в данной работе подход был использован для оценки среднего моторесурса предлагаемой конструкции (без использования алгоритма сохранения массы). Его расчетные значения так же внесены в табл. 4.4.

Таблица 4.4

ГМХ полезной модели для двигателя ЧН 13/15

Поршень	N^* , Вт	Q^* , см ³ /с	$\inf h_{\min}$, мкм	Средний моторесурс, моточас
Серийный	633,8	17,5	10,0	23100
Заявляемый	606,0	22,7	16,9	27600

4.5 Выводы по четвёртой главе

1. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр», с учетом степени заполнения зазора смазочным материалом.

2. Для высокофорсированного дизеля типа ЧН 13/15 обоснованы основные геометрические параметры профиля несущей поверхности поршня (высота юбки, радиальный зазор, отклонения от правильной цилиндрической формы на верхнем нижнем краях юбки и координата точки вершины профиля с нагруженной и ненагруженной стороны), обеспечивающие улучшение гидромеханических характеристик на 5–15% и увеличение среднего моторесурса сопряжения «поршень – цилиндр» на 1300 моточасов. Показано, что подбором масла можно дополнительно улучшить гидромеханические характеристики на 14–21% и увеличить средний моторесурс еще на 1300 моточасов.

3. Разработано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания», которое позволяет минимизировать искажение заданного профиля несущей поверхности под действием градиента температур и за счет этого повысить надежность и долговечность поршня.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложена математическая модель движения поршня на смазочном слое в цилиндре, учитывающая профиль направляющей поверхности поршня и степень заполнения смазочным материалом зазора в сопряжении на основе решения модифицированного уравнения Элрода.

2. Разработан расчетно-экспериментальный метод определения линейной интегральной интенсивности изнашивания и коэффициента аккумуляции энергии. Установлены значения линейной интегральной интенсивности изнашивания и коэффициента аккумуляции энергии в зависимости от нагрузки трибосопряжения «поршень – цилиндр». При изменении номинального давления от 1 до 8 МПа линейная интегральная интенсивность изнашивания изменяется в пределах от $0,2 \cdot 10^{-8}$ до $2 \cdot 10^{-8}$, а коэффициент аккумуляции энергии остается неизменным. При изменении скорости скольжения в интервале от 0,1 м/с до 0,3 м/с линейная интегральная интенсивность изнашивания изменяется на величину от $0,3 \cdot 10^{-8}$ до $0,5 \cdot 10^{-8}$, коэффициент аккумуляции энергии изменяется в пределах от $3,2 \cdot 10^{-5}$ до $4,6 \cdot 10^{-5}$.

3. Выполнена расчетная оценка ресурса трибосопряжения «поршень – цилиндр» на основе полученных экспериментальных данных. Расчетный средний моторесурс сопряжения составил 21600 моточаса.

4. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для расчета динамики и гидромеханических характеристик сопряжения «поршень – цилиндр», с учетом степени заполнения зазора смазочным материалом.

5. Для высокофорсированного дизеля типа ЧН 13/15 научно обоснованы основные геометрические параметры профиля несущей поверхности поршня (высота юбки, радиальный зазор, отклонения от правильной цилиндрической формы на верхнем нижнем краях юбки и координата точки вершины профиля с нагруженной и ненагруженной стороны), обеспечивающие улучшение гидромеханических характеристик на 5–15% и увеличение среднего ресурса сопряжения «поршень – цилиндр» на 6%.

6. Разработано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Поршень двигателя внутреннего сгорания», которое позволяет минимизировать искажение заданного профиля несущей поверхности под действием градиента температур и за счет этого повысить надежность и долговечность поршня.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Берковский, Б.М. Разностные методы решения задач теплообмена / Б.М. Берковский, Е.Ф. Ноготов. – Минск: Наука и техника, 1976. – 144 с.
2. Бойков, Д. В. Влияние профиля боковой поверхности поршня на условия работы и старение моторного масла / Д.В. Бойков, В.Н. Красников, П.А. Лощаков // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – № 7. – С. 21–24.
3. 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.
4. 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.
5. Гинсбург, Б.Я. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинсбург.– М.: Машиностроение, 1973. – 89 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Т.2: Конструкция и расчет / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, М.Г. Круглов и др.; под ред. проф. А.С. Орлина. – М.: Машгиз, 1955. – 531 с.
7. Двигатель внутреннего сгорания с охлаждаемым поршнем: Пат. 6701875 США, МПК F 01 P 1/04. / Cummins Inc., Weibo Weng, Gordon L. Starr, Guangping Pan. - № 10/158137; заявл. 31.05.2002; опубл. 09.03.2004; НПК 123/41.35.
8. Демкин, Н. Б. Физические основа трения и износа машин: Учебн. пособие / Н. Б. Демкин. – Калинин: Изд-во КГУ, 1981. – 115 с.
9. Дьяченко, Н.Х. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979. – 392 с.
10. Жилинскас, А. Поиск оптимума: компьютер расширяет возможности / А. Жилинскас, В. Шалтянис. – М.:Наука, 1989. – 128 с.

11. Керчер, Б.М. Исследование зазора между поршнем и гильзой двигателя / Б.М. Керчер, М.И. Подщеколдин // Тракторы и сельхозмашины. – 1970. – № 11. – С. 13–14.
12. Конструктивные особенности и технико-экономические показатели тракторных двигателей «Чента Феррари», «Самэ» (Италия) и «Дорман» (Англия): Обзор ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш. – М., 1973. – 62 с.
13. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / И.В. Крагельский, В.В. Алисин. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.1. – 400 с.
14. Лазарев, В.Е. Повышение ресурса распылителей топлива в дизелях снижением нагруженности прецизионных сопряжений: дисс. ...д-ра. техн. наук: 05.04.02 / Лазарев Владислав Евгеньевич. – Челябинск., 2008. – 340 с.
15. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей // Учебное пособие. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 360 с.
16. Легкий поршень для двигателей внутреннего сгорания: Пат. 5158008 США, МКИ F16 J 1/00 / Emil Ripberger; Mahle GmbH. – №688583. Оpubл. 27.10.92.
17. Легкий поршень для двигателей внутреннего сгорания: Пат. 5158008 США, МКИ F16 J 1/00 / Emil Ripberger; Mahle GmbH. – №688583. Оpubл. 27.10.92.
18. Маслов, А.П. Методика экспериментального исследования параметров смазки сопряжения «юбка поршня – цилиндр» с целью повышения работоспособности при форсировании тракторных двигателей / А.П. Маслов // Повышение степени использования установленной мощности двигателя сельскохозяйственных тракторов: Сб. науч. работ. – Челябинск: ЧИМЭСХ, 1983. – С. 84–87.
19. Маслов, А.П. Снижение механических потерь в двигателях внутреннего сгорания / А.П. Маслов // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сб.тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – С. 58–63.
20. Моделирование методом конечных элементов теплового и деформированного состояния поршней дизеля из алюминиевого сплава и чугуна / В.И. Суркин, Н.Н. Попков, В.Е. Лазарев, А.Н. Лаврик // Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог: Сб. науч. тр. МАДИ (ТУ); УФ МАДИ. – М. – 2000. – С. 93–109.

21. Никитин, Ю.Н. Профиль поршня и смазывание деталей цилиндро-поршневой группы / Ю.Н. Никитин, С.В. Коротеев, П.С. Макаревич // Автомобильная промышленность. – 1990. – № 10. – С.13–14.
22. Никишин, В.Н. Основы теории соударения и исследование колебаний пары поршень-гильза автомобильного двигателя: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Вячеслав Николаевич Никишин. – М., 1978. – 21 с.
23. Облегченный поршень для бензиновых двигателей: Заявка 19740065, Германия, МПК F 02 F 3/28/ Spermann Johannes, KS Kolbenschmidt GmbH. – № 19740065.5. Оpubл. 18.03.99.
24. Облегченный поршень для двигателя внутреннего сгорания: Заявка 3713242 ФРГ, МГЖ F 02 F 3/00/ Gabele Hugo; MaBe GmbH. – № 3713242. Оpubл. 20.10.88.
25. Основы трибологии: учебник для ВУЗов / под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Наука и техника, 1995. – 778 с.
26. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984, – 152 с.
27. Попов, В.Н. К вопросу выбора формы поршня для обеспечения минимального зазора в сопряжении «поршень – цилиндр» / В.Н. Попов, В.И. Четошников // Труды ЧИМЭСХ (Челябинск), 1974. – Вып. 88. – С. 136–139.
28. Поршень без втулок под поршневой палец: Пат. 6557457 США, МПК F16 J 1/04. / Federal-Mogul World Wide Inc., Kevin Hart, Miguel Azevedo, Jose Rebello, Carmo Ribiero. - № 09/688677; заявл. 16.10.2000; опубл. 06.05.2003; НПК 92/223.
29. Поршень двигателя внутреннего сгорания. Piston of internal combustion engine: Пат. 6357341 США МПК F 16 J 1/04. Unisia Jecs Corp., Watanabe Hiroaki, Motoda Shingo. №09/293881; Заявл. 19.04.1999; Оpubл. 19.03.2002. Приор. 24.04.1998. № 10-115443(Япония). НПК 92/238.
30. Поршень двигателя внутреннего сгорания: Патент полезную модель № 135731 / К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2013103648; заявл. 28.01.2013; опубл. 20.12.2013.

31. Поршень для двигателей внутреннего сгорания, особенно для дизельных двигателей: Пат.5605126 США, МКИ F 02 F 3/26 / Lothar Hofmann; Alcan Deutschland GmbH. – № 596013. Оpubл. 25.02.97.

32. Поршень для двигателя внутреннего сгорания. Piston for internal combustion engine: Пат. 6539836 США МПК F 16 J 1/04. Honda Giken Kogyo K. K., Ishida Junichi, Uchida Hiroyuki, Namiki Kazuaki. № 09/875097; Оpubл. 01.04.2003; Приор. 07.06.2000, №2000-171320 (Япония); НПК 92/158.

33. Поршень для двигателя внутреннего сгорания: Пат. 1590596 СССР, МКИ F 02 F 3/00 / АЛ. Маслов, В.И. Суркин. – № 4460219/25-06. Оpubл. 07.09.90.

34. Поршень для двигателя внутреннего сгорания: Пат. 1700323 СССР, МКИ F 16 J 1/04/ СВ. Путинцев, А.В. Усенко, А.С. Шаповалов, Е.И. Волков, М.К. Скудинов. – № 4789636/29. Оpubл. 23.19.91.

35. Поршень и оборудование для его изготовления: Пат.5285840 США, МКИ В 22 D 19/02/ Hayashi Masamichi, Aisin SeiM K.K. – № 952349. Оpubл. 15.02.94.

36. Поршень с диаметральной уменьшением области юбки большим на нагруженной стороне, чем на ненагруженной: Пат. 5682808 США, МКИ F 16 J 1/04 / Teruo Nakada; Isuzu Motors Ltd. – № 677318. Оpubл. 04.11.97.

37. Поршень с улучшенными антизадириными свойствами. Piston and cylinder bore having improved scuffing resistance: Пат. 6684844 США, МПК F 02 F3/00. General Motors Corp. Заявл. 10.09.2002, опубл. 03.02.2004; НПК 123/193.1.

38. Поршень с улучшенными антизадириными свойствами: Пат. 6684844 США, МПК F 02 F 3/00. / General Motors Corp., Yucong Wang, Donald L. Brown - № 10/238654; заявл. 10.09.2002; опубл. 03.02.2004.

39. Поршень, особенно для двигателя внутреннего сгорания: Пат. 4716817 США, МКИ F 16 J 1/00 / Emil Ripberger; Mahle GmbH. – № 887437. Оpubл. 05.01.88.

40. Поршень: Заявка 0563408 ЕПВ, МКИ F02 F 3/02 / Kofahl Klaus, Stocker Peter; Alcan Deutschland GmbH. – № 92105217,2. Оpubл. 06.10.93.

41. Поршень: Заявка 4019968 ФРГ, МКИ F 02 F 3/00/ Iwaya Naohiro, At-sugi Unisia Corp. – № 4019968.1. Оpubл. 09.01.92.

42. Поршень: Заявка 4210056 ФРГ, МКИ F 02 F 3/00/ Lingenhoelin Dieter; MaBe GmbH. – № 4210056.9. Оpubл. 30.09.93.
43. Поршень: Пат. 1831917 СССР, МКИ F 02 F 3/20 / А.П. Рожков – № 4602045/06. Оpubл. 27.04.96.
44. Поршень: Пат. 2259748 Великобритания, МКИ F02 F3/00 / Michael Ledsham Prince Rhodes, David Alec Parker; Tand N Technology Ltd. – № 9219408.3. Оpubл. 24.03.93.
45. Поршень: Пат. 5193436 США, МКИ F16 Л/04 / Hamai Kyng, Arai Takayuki; Nissan Motor Co., Ltd. – № 824850. Оpubл. 16.03.93.
46. Поршни: Пат. 2192253 Великобритания, МКИ F02-F 3/00/ Michael Ledsham Prince Rhodes; AE PLC – № 8714286. Оpubл. 06.01.88.
47. Поршни: Пат. 2225832 Великобритания, МКИ F 02 F 3/00 / David Alec Parker, Roger Harvey Slee; T& N Technology Ltd. – № 8927475.7. Оpubл. 13.06.90.
48. Программа анализа гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр»: «Поршень – ВТХ»: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612853 / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, А.А. Мыльников, А.В. Чеснов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010611198; заявл. 09.03.10; зарегистр. 27.04.10.
49. Программа расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя: «Поршень – КОНТАКТ»: Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032 / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Е.А. Задорожная, А.А. Дойкин, И.Г. Леванов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2012618522; заявл. 08.10.12; зарегистр. 05.12.12.
50. Прокопьев, В.Н. Модификации алгоритма Элрода и их применение для расчёта гидродинамических давлений в смазочных слоях сложнонагруженных опор скольжения / В.Н. Прокопьев // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение, 2001. – №6(06) – Вып.1 – С.52–60.

51. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дисс. ... док. тех. наук: 01.02.06 / Валерий Никифорович Прокопьев. – Челябинск, 1985. – 423с.
52. 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. Серия Машиностроение. – 2003. – №1(17). – Вып.3 – С. 43–54.
53. 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.
54. 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.
55. 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.
56. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2003. – №1 (17), вып. 3. – С. 56–66.
57. Пронин, М.Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного двигателя: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Пронин Михаил Дмитриевич. – М., 2009. – 127 с.
58. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский и др. – М.: Машиностроение, 1973. –88 с.

59. Путинцев, С.В. Анализ режима трения деталей цилиндрической группы автомобильного дизеля / С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. – 1999. – № 2–3. – С. 65–68.
60. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний [Электронное учебное издание] / С.В. Путинцев // М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 288 с.
61. Путинцев, С.В. Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения механических потерь в двигателе внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, М.Д. Пронин // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2007. – №5. – С.42–50.
62. Путинцев, С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: автореф. дисс. ... д-ра. техн. наук: 05.04.02 / Сергей Викторович Путинцев. – М., 1998. – 32 с.
63. Путинцев, С.В. Энергосберегающий поршень с двухпоршневой термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование / С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. – 1996. – № 7–9. – С. 60–67.
64. Путинцев, С.В. Энергосберегающий поршень с двухпоршневой термоадаптивной юбкой. Часть 2: расчет и эксперимент / С.В. Путинцев // Известия вузов. Машиностроение. – 1996. – № 10–12. – С. 51–56.
65. Резервы повышения производительности промышленных тракторных агрегатов / И.С. Кавьяров, В.В. Князькин, Б.Л. Магарилло и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1973. – №7. – С. 6–8.
66. Рождественский, Ю.В. Динамика профилированного поршня в цилиндре автомобильного двигателя / Ю.В. Рождественский // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 3–11.
67. Рождественский, Ю.В. Методика анализа динамики поршня / Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов // Автомобильная техника. Силовые установки: Сб. науч. тр. – Челябинск: ЧВВАИУ, 1996. – Вып.6. – С. 103–113.

68. Рождественский, Ю.В. Моделирование и оптимизация сопряжения «поршень – цилиндр» двигателей внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2001. – № 6. – С. 47–51.
69. Рождественский, Ю.В. Оптимизация профиля юбки поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский. – Челябинск: ЧГТУ, 1994. – 19 с. – Деп. в НИИЭУАВТОПРОМ 07.09.94, № 9.
70. Рождественский, Ю.В. Поршень с ассиметричным профилем для дизельного двигателя / Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов // Автомобильная промышленность. – 2003. – №2. – С. 23–24.
71. Рождественский, Ю.В. Связанные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дисс... д-р. техн. наук: 01.02.06 / Рождественский Юрий Владимирович. – Челябинск, 1999. – 347 с.
72. Самохин, С. Поршень в общем и в частности / С. Самохин, А. Хрулев [Электронный ресурс] // СМЦ «АБ – Инжиниринг». Доступ: <http://www.ab-engine.ru>.
73. Смазка поршня двигателя внутреннего сгорания: Заявка № 8523822 Великобритания F 16 J 1/08/ Toyota Shiba. – № 8523822. Оpubл. 30.04.86.
74. Современные поршни / Хрулев А. [Электронный ресурс] // СМЦ «АБ – Инжиниринг». Доступ: <http://www.ab-engine.ru>.
75. Составной поршень: Пат. 6588320 США, МПК F 16 J 1/04. / Federal-Mogul World Wide Inc., Randall R.Gaiser, Xiluo Zhu. - № 09/749705; заявл. 27.12.2000; опубл. 08.07.2003; НПК 92/231.
76. Суркин, В.И. Анализ работы поршня с ассиметричным профилем юбки / В.И. Суркин, А. П. Маслов // Вестник ЧГАУ, 1996. –Т. 14. – С. 63–68.
77. Типей, Н. Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А. Ника, О. Бицэ. – Бухарест, 1964. – 457 с.
78. Трибосопряжение «поршень – цилиндр» двигателя внутреннего сгорания: Пат. 2095603. Российская Федерация МКИ / Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов. Заявка № 95114172. Заявлено 08.08.95. Оpubл. 10.11.97. Приоритет 08.08.95.

79. Улучшения, относящиеся или к поршням для двигателей внутреннего сгорания, или к поршням для компрессоров: Пат. 2168457 Великобритания, МКИ F16 J 1/02 / Michael Ledsham Prince Rhodes, David Alec Parker; AE PLC – № 8530307. Оpubл. 18.06.86.

80. Устойчивая юбка поршня, имеющая изменяемые вершины и вогнутые поверхности: Пат. 5172626 США, МКИ F 16 J 1/00 / Richard W. Hart; General Motors Co. – № 748732. Оpubл. 22.12.92.

81. Физические эффекты в машиностроении: справочник / В.А. Лукьянец, З.И. Алмазова, Н.П. Бурмистрова и др.; под. ред. В.А. Лукьянца. – М.: Машиностроение, 1993. – 224 с.

82. Элрод. Алгоритм расчёта зоны кавитации / Элрод // ТАОИМ. – М.: Мир / Серия Ф. Проблемы трения и смазки. – 1981. – №3. – С.28–32.

83. Allmaier, H. Measuring friction in automotive engines & determining the contributions of the individual subsystems / H. Allmaier, D.E. Sander, F.M. Reich // World Tribology Congress. – Torino. – 2013. – P. 117.

84. Bhushan, B. Principles and applications of tribology / B. Bhushan. – A Wiley-Interscience Publication, 1999. – 1020 p.

85. 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.).

86. Goenka, P.K. A Review of Engine Bearing Analysis Methods at General Motors / P.K. Goenka, R.S. Paranjpe // SAE Technical paper series 920489. – P. 67–75.

87. Gordon, J.E. Structures, or why things don't fall down / J.E. Gordon. – Harmondsworth: Penguin Books, 1978. – 424 p.

88. Miranda, A.A.S. Oil flow, cavitation and film reformation in journal bearings including an interactive computer-aided design study: Ph. D. thesis / A.A.S. Miranda. – Univ. of Leeds, U.K., 1983.

89. Paranjpe, R. A transient thermohydrodynamic analysis including mass conserving cavitation for dynamically loaded journal bearings / R. Paranjpe, T. Han // Journal of Lubrication Technology. – 1995. – Vol. 117. – 369–378 pp.

90. 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. –57–69 pp.
91. Quantification of wear by comparison of surface topography data / G. Vorlauer, S. Ilincic, F. Franek and A. Pauschitz// Encyclopedia of tribology. – New York :Springer Verlag, 2012. – Ch. № 967
92. Toshiro, Y. Experimental method of determining piston profile by use of composite materials / Y. Toshiro, Y. Ichiro // SAE Techn. Pap. Ser, 1982. – № 820769. – 9 pp.
93. Vaidyanathan, K. Numerical prediction of cavitation in non circular journal bearings / K. Vaidyanathan, T.G. Keith // STLE Tribol. Trans. – 1989. – № 32 (2). – 215–224 pp.
94. Vijayaraghavan, D. Development and evaluation of a cavitations algorithm / D. Vijayaraghavan, T.G. Keith // Tribology Transactions. – 1989. – Vol. 32. – №2. – 225–233 pp.
95. Vijayaraghavan, D. Effect of out-of-roundness on the performance of a diesel engine connecting-rod bearing / D. Vijayaraghavan, D.E. Brewe, T.G. Keith // ASME J. Tribol.. – 1993. – № 115. – 538–543 pp.
96. Vijayaraghavan, D. Effects of type and location of oil groove on the performance of journal bearings / D. Vijayaraghavan, T.G. Keith // STLE Tribol. Trans. – 1992. – №35 (1) – 98–106 pp.
97. Vincent, B. Cavitation in dynamically loaded journal bearings using mobility method / B. Vincent, P. Maspeyrot, J. Frene // Wear. – 1996. – Vol.193. – 155–162 pp.
98. 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. –52–59 pp.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Исходные данные и результаты расчета параметров внутрицилиндровых процессов и показателей дизеля ЧН 13/15

Таблица П.1.1

Исходные данные для синтеза рабочего цикла дизеля ЧН 13/15 для режима N_{\max}

Параметр	Значение
Давление окружающей среды, МПа	0,1013
Температура окружающей среды, К	293
Степень сжатия	16
Радиус кривошипа/длину шатуна	0,289
Давление остаточных газов, Мпа	0,2
Температура остаточных газов, К	873
Коэффициент наполнения	0,92
Подогрев заряда, К	5
Показатель политропы сжатия	1,38
Показатель политропы расширения	1,36
Давление наддува, МПа	0,22
Показатель политропы сжатия в компр.	1,6
Понижение температуры в ОНВ, К	60
Низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг	42,5
Массовая доля углерода в топливе	0,86
Массовая доля водорода в топливе	0,13
Массовая доля кислорода в топливе	0,01
Коэффициент избытка воздуха	1,85
Угол опережения воспламенения, град ПКВ	5
Коэффициент эффективности сгорания	0,91
Продолжит. начального периода сгорания, град ПКВ	10
Показатель характера сгорания в начальном периоде	0,1
Продолжительность процесса сгорания, град ПКВ	115
Показатель характера сгорания в основном периоде	0,25

Результаты синтеза рабочего цикла дизеля ЧН 13/15 для режима N_{\max}

Параметр	Значение
Коэффициент остаточных газов	0,025
Удельная работа процесса сжатия, МДж/кг	0,4835
Мол. масса РТ в начале сгорания, кг/моль	28,966
Мол. масса РТ в конце сгорания, кг/моль	29,017
Макс. знач. действ. коэфф. молек. изм.	1,035
Макс. знач. коэфф. изменения массы	1,0368
Теорет. необх. кол-во воздуха, кг	14,325
Приведенная низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5
Общая уд. исполъз. теплота сгорания, МДж/кг	1,4237
Удельная работа процесса сгорания, МДж/кг	1,1464
Удельная работа процесса расширения, МДж/кг	0,1016
Удельная индикаторная работа цикла, МДж/кг	0,7645
Индикаторное давление цикла, МПа	1,665
Индикаторный КПД цикла	0,4886
Индикаторный удельный расход топлива, г/кВт·ч	173,3

Таблица П.1.3

Результаты расчета процесса сжатия дизеля ЧН 13/15 для режима N_{\max}

Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг	Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг
180,0	0,205	350	0,490	270,0	0,415	425	0,294
182,5	0,205	350	0,490	272,5	0,435	431	0,284
185,0	0,205	350	0,489	275,0	0,458	437	0,274
187,5	0,206	350	0,488	277,5	0,482	443	0,264
190,0	0,207	351	0,487	280,0	0,510	450	0,253
192,5	0,207	351	0,486	282,5	0,540	457	0,243
195,0	0,208	352	0,484	285,0	0,574	465	0,232
197,5	0,210	352	0,482	287,5	0,612	473	0,222
200,0	0,211	353	0,480	290,0	0,653	482	0,212
202,5	0,213	353	0,477	292,5	0,700	491	0,201
205,0	0,214	354	0,474	295,0	0,753	501	0,191
207,5	0,217	355	0,471	297,5	0,812	511	0,181
210,0	0,219	356	0,467	300,0	0,879	522	0,171
212,5	0,221	357	0,463	302,5	0,954	534	0,161
215,0	0,224	359	0,459	305,0	1,040	547	0,151
217,5	0,227	360	0,455	307,5	1,137	561	0,142
220,0	0,231	361	0,450	310,0	1,248	575	0,132
222,5	0,234	363	0,445	312,5	1,376	591	0,123
225,0	0,238	365	0,439	315,0	1,522	608	0,115
227,5	0,243	367	0,434	317,5	1,691	626	0,106

Окончание табл. П.1.3

230,0	0,247	369	0,427	320,0	1,885	645	0,098
232,5	0,253	371	0,421	322,5	2,110	665	0,090
235,0	0,258	373	0,414	325,0	2,371	687	0,083
237,5	0,264	375	0,408	327,5	2,673	710	0,076
240,0	0,271	378	0,400	330,0	3,023	734	0,070
242,5	0,278	381	0,393	332,5	3,427	760	0,064
245,0	0,286	384	0,385	335,0	3,890	787	0,058
247,5	0,294	387	0,377	337,5	4,417	815	0,053
250,0	0,304	390	0,369	340,0	5,009	844	0,048
252,5	0,314	393	0,360	342,5	5,661	873	0,044
255,0	0,325	397	0,351	345,0	6,361	901	0,041
257,5	0,336	401	0,342	347,5	7,084	928	0,038
260,0	0,349	405	0,333	350,0	7,792	953	0,035
262,5	0,364	410	0,323	352,5	8,435	974	0,033
265,0	0,379	414	0,314	355,0	8,954	990	0,032
267,5	0,396	420	0,304	–	–	–	–

Таблица П.1.4

Результаты расчета процесса сгорания дизеля ЧН 13/15 для режима N_{max}

Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг	Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг
355,0	8,95	990	0,032	415,0	3,09	1572	0,146
357,5	10,34	1110	0,031	417,5	2,87	1553	0,155
360,0	11,55	1226	0,030	420,0	2,67	1535	0,165
362,5	12,43	1328	0,031	422,5	2,49	1516	0,174
365,0	12,92	1414	0,031	425,0	2,33	1499	0,184
367,5	13,13	1498	0,033	427,5	2,19	1481	0,194
370,0	13,00	1566	0,035	430,0	2,05	1464	0,204
372,5	12,58	1621	0,037	432,5	1,94	1448	0,214
375,0	11,95	1662	0,040	435,0	1,83	1432	0,224
377,5	11,20	1692	0,043	437,5	1,73	1416	0,234
380,0	10,39	1712	0,047	440,0	1,64	1401	0,244
382,5	9,57	1725	0,052	442,5	1,56	1387	0,254
385,0	8,77	1730	0,057	445,0	1,49	1373	0,264
387,5	8,01	1730	0,062	447,5	1,42	1360	0,274
390,0	7,30	1726	0,068	450,0	1,36	1348	0,284
392,5	6,66	1718	0,074	452,5	1,30	1336	0,293
395,0	6,07	1707	0,081	455,0	1,25	1324	0,303
397,5	5,54	1694	0,088	457,5	1,21	1313	0,312
400,0	5,06	1679	0,095	460,0	1,16	1303	0,321
402,5	4,63	1663	0,103	462,5	1,12	1293	0,330
405,0	4,25	1645	0,111	465,0	1,09	1283	0,339
407,5	3,91	1627	0,119	467,5	1,05	1274	0,347
410,0	3,60	1609	0,128	470,0	1,02	1266	0,356
412,5	3,33	1590	0,137	–	–	–	–

Результаты расчета процесса расширения дизеля ЧН 13/15 для режима N_{\max}

Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг	Угол ПКВ, град	Давление, МПа	Температура, К	Удельный объем, м ³ /кг
470,0	1,020	1266	0,355	507,5	0,747	1166	0,447
472,5	0,990	1256	0,364	510,0	0,739	1162	0,451
475,0	0,962	1246	0,371	512,5	0,731	1159	0,454
477,5	0,936	1237	0,379	515,0	0,724	1156	0,457
480,0	0,912	1229	0,386	517,5	0,718	1153	0,460
482,5	0,890	1221	0,393	520,0	0,713	1151	0,463
485,0	0,870	1213	0,400	522,5	0,708	1149	0,465
487,5	0,851	1207	0,406	525,0	0,704	1147	0,467
490,0	0,834	1200	0,412	527,5	0,701	1146	0,469
492,5	0,818	1194	0,418	530,0	0,698	1145	0,470
495,0	0,804	1188	0,424	532,50	0,696	1144	0,471
497,5	0,790	1183	0,429	535,00	0,694	1143	0,472
500,0	0,778	1178	0,434	537,50	0,693	1143	0,472
502,5	0,767	1174	0,439	540,00	0,693	1143	0,472
505,0	0,756	1169	0,443	—	—	—	—

Результаты расчета зависимости гидромеханических характеристик от параметров профиля дизеля ЧН 13/15

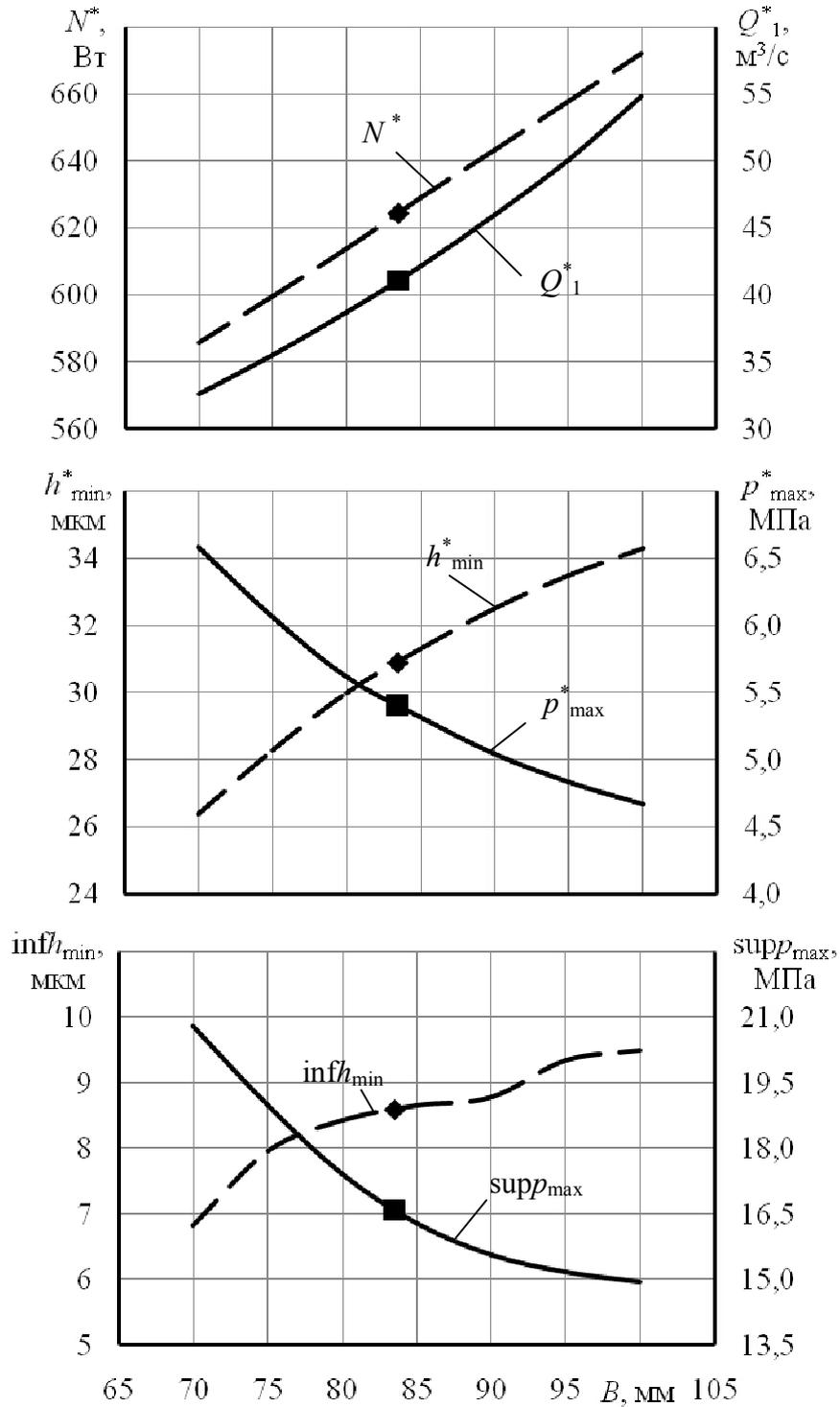


Рис. П.2.1. Зависимость ГМХ от высоты юбки B на режиме N_{max}

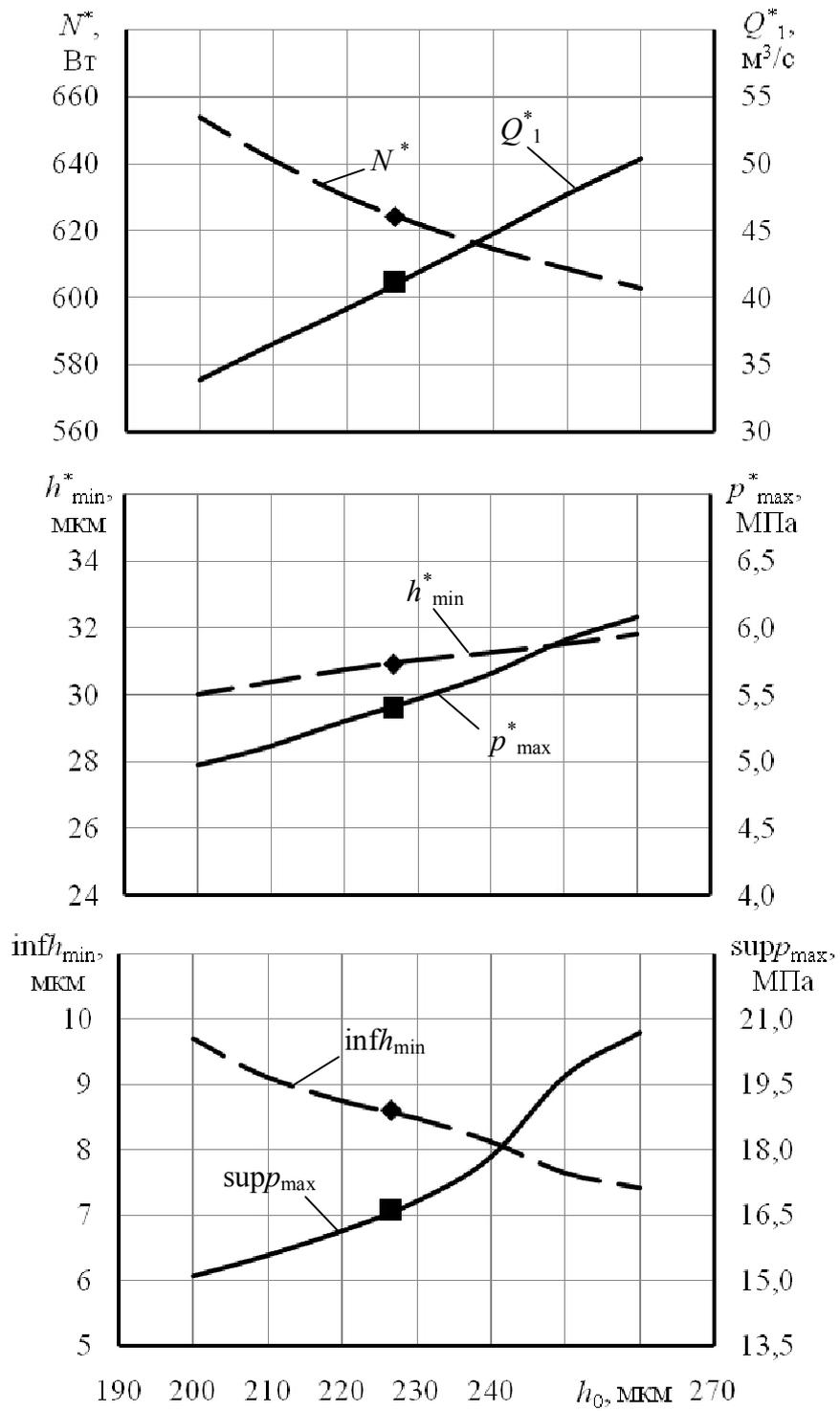


Рис. П.2.2. Зависимость ГМХ от характерного зазора h_0 на режиме N_{\max}

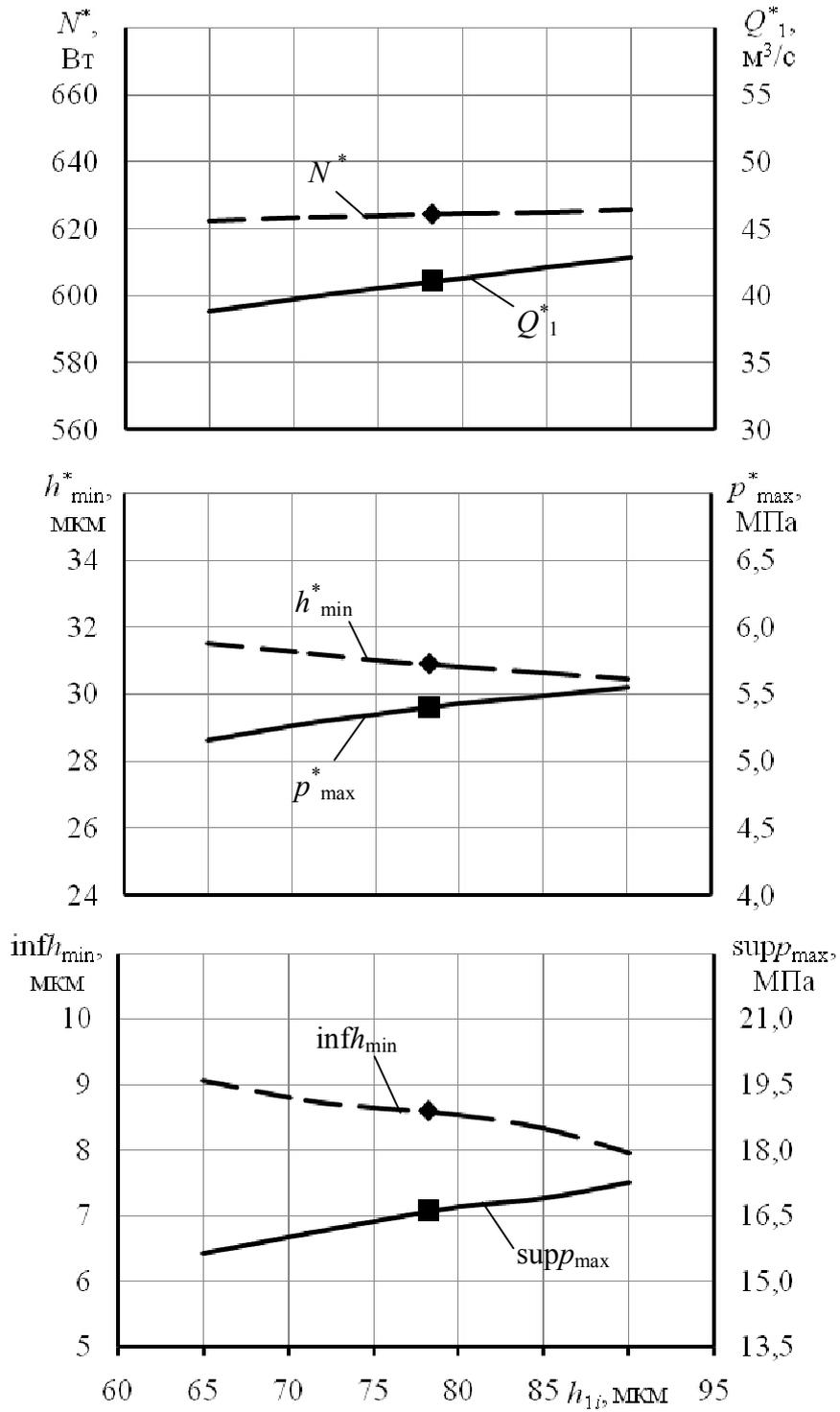


Рис. П.2.3. Зависимость ГМХ от отклонения осевого профиля на верхнем крае юбки h_{1i} на режиме N_{max}

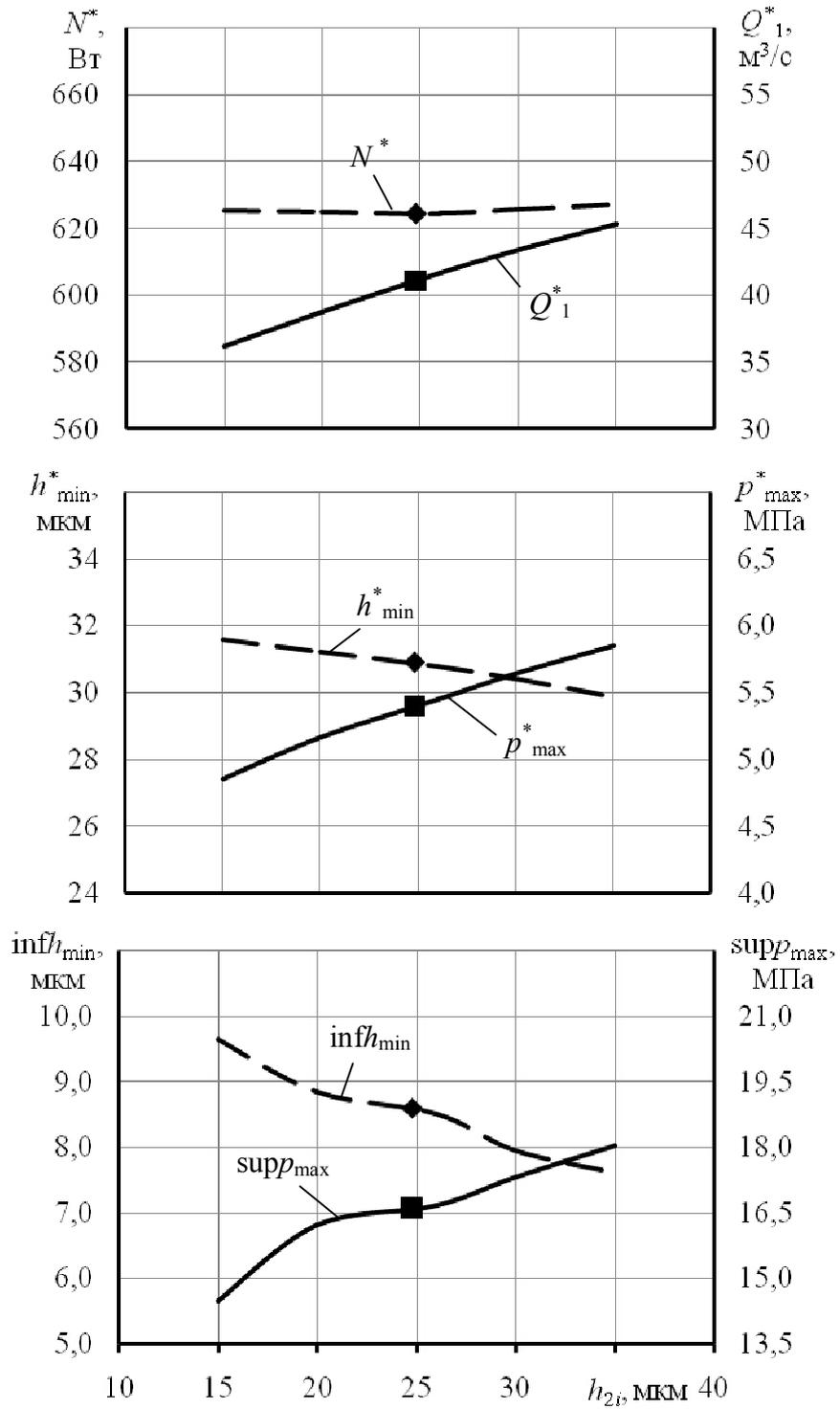


Рис. П.2.4. Зависимость ГМХ от отклонения осевого профиля на нижнем крае юбки h_{2i} на режиме N_{max}

Результаты экспериментальных исследований

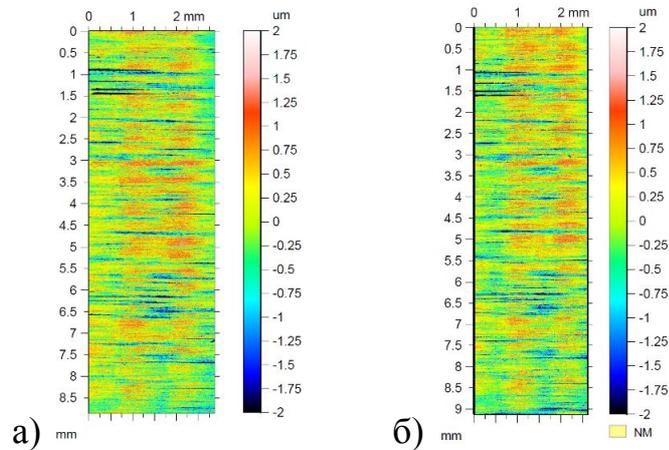


Рис. П.3.1. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 17 Гц

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 ²	2,80Е-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,157
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	2725,00
Предел прочности материала поршня	МПа	192,00
Модуль упругости материала поршня	МПа	1,10Е+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	1,00Е-06
Интенсивность изнашивания	м/м	2,72Е-09
Коэффициент аккумуляции энергии	-	3,25Е-05
Контроль времени изнашивания	с	3600,00

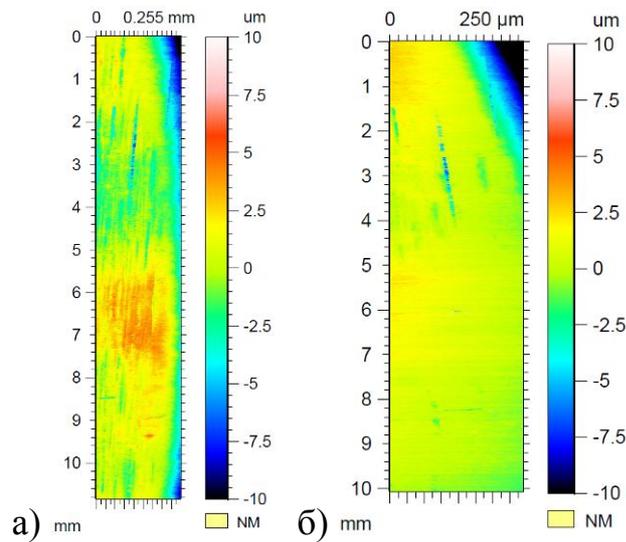


Рис. П.3.2. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 17 Гц

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 ²	1,30E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,165
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

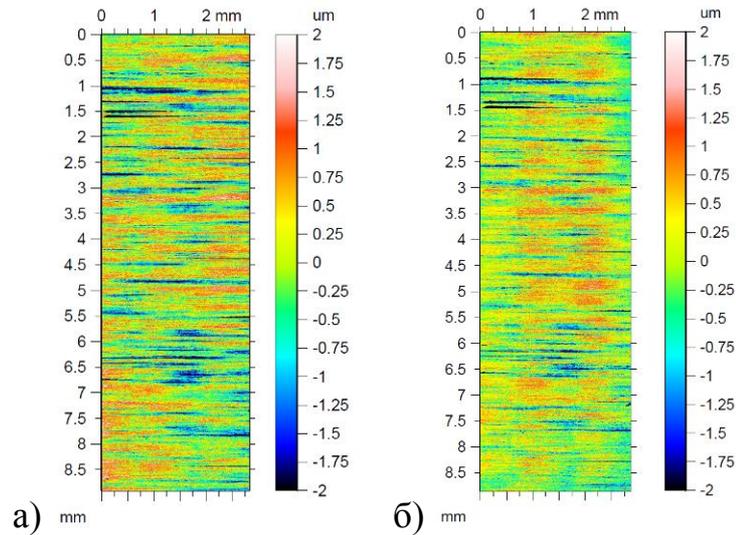


Рис. П.3.3. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 17 Гц

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 ²	3,20E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,162
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

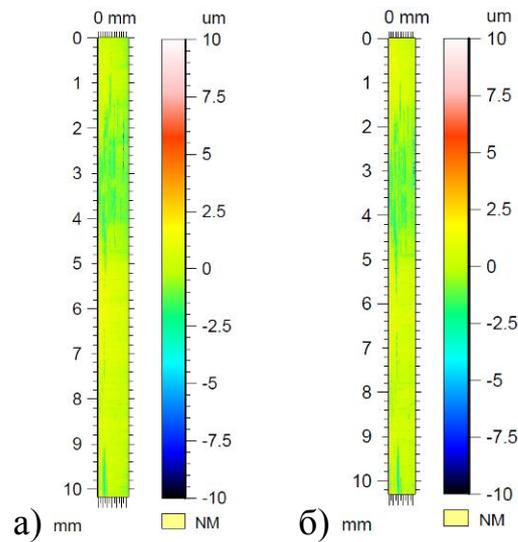


Рис. П.3.4. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 17 Гц

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 ²	1,65E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,169
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

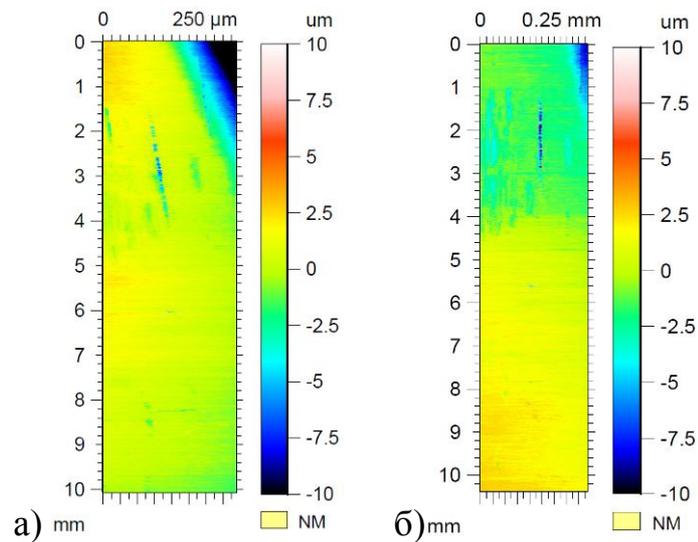


Рис. П.3.5. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 35 Гц

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 ²	1,30E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,169
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

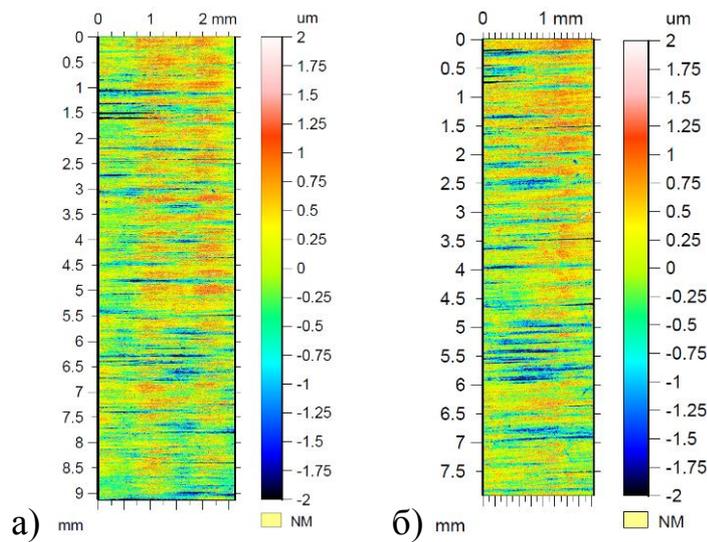


Рис. П.3.6. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 35 Гц

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 ²	3,40E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,159
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

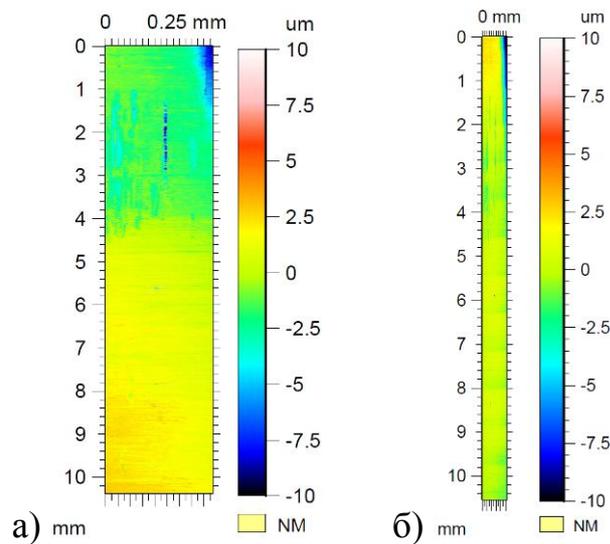


Рис. П.3.7. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 35 Гц

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 ²	1,60E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,163
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

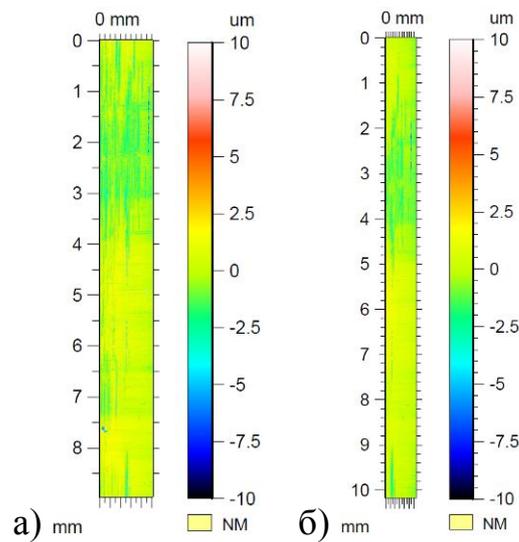


Рис. П.3.8. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 35 Гц

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 ²	1,70E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,158
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

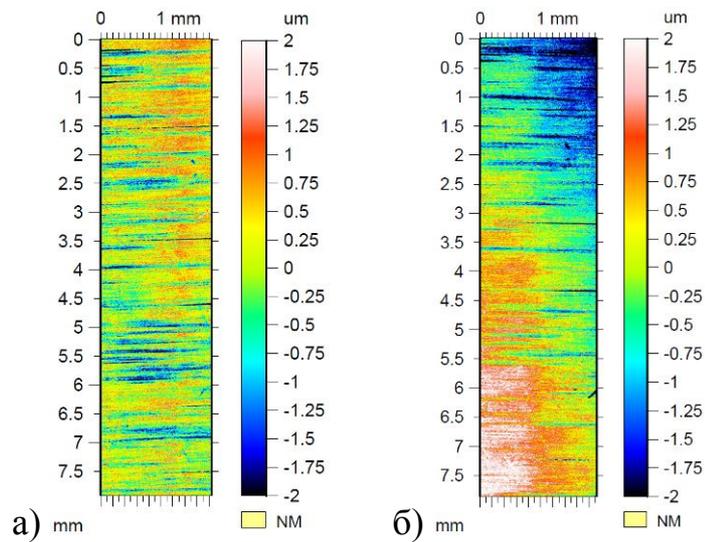


Рис. П.3.9. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 50 Н, частота колебаний образца 50 Гц

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 ²	3,40E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,158
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

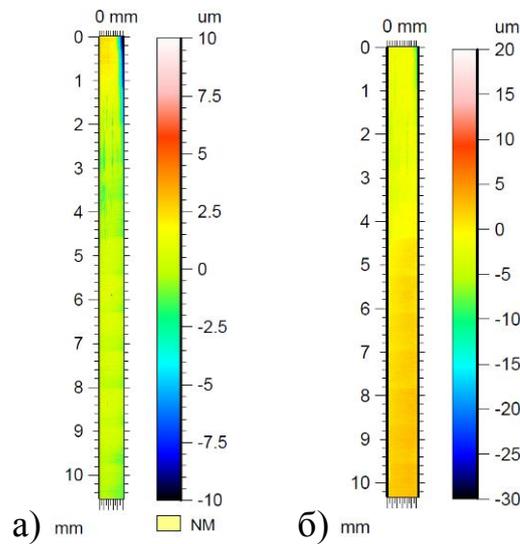


Рис. П.3.10. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 75 Н, частота колебаний образца 50 Гц

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 ²	1,50E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,149
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

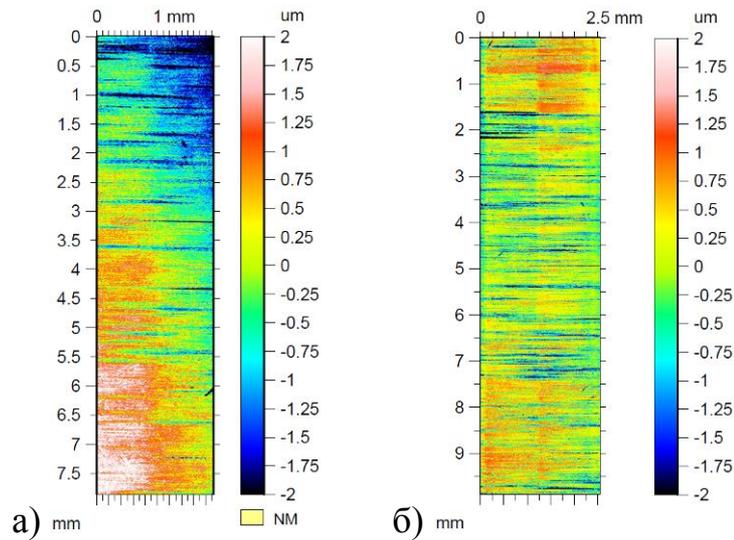


Рис. П.3.11. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 100 Н, частота колебаний образца 50 Гц

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 ²	3,10E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,125
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

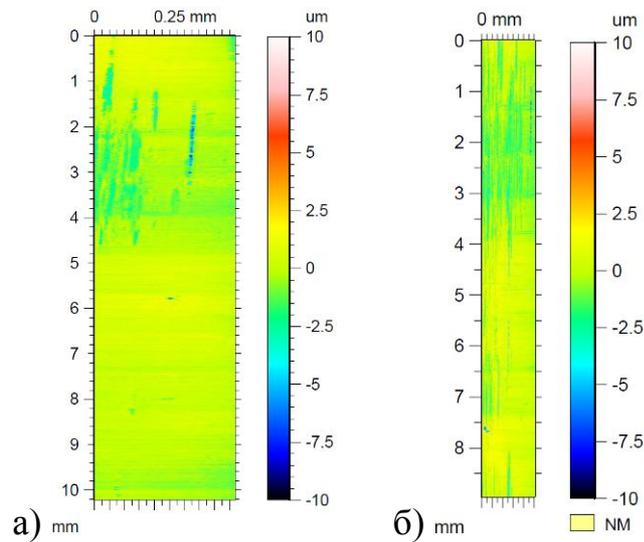


Рис. П.3.12. Профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до (а) и после (б) эксперимента, нормальная нагрузка 125 Н, частота колебаний образца 50 Гц

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 ²	1,70E-05
Коэффициент трения в сопряжении	-	0,121
Продолжительность изнашивания	с	3600,00
Плотность материала поршня	кг/м ³	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

Охранные документы на объекты интеллектуальной собственности и акт использования результатов работы

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)*

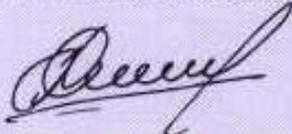
Заявка № **2010611198**

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): *Рожественский 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



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



«УТВЕРЖДАЮ»

Главный конструктор
по двигателям ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»

канд. техн. наук

Мурзин В.С.

«14» января 2014 г.

**АКТ**

использования результатов исследований

Настоящим документом подтверждено, что в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» использованы результаты методического и программного обеспечения для анализа динамики износа узлов трения двигателей внутреннего сгорания, разработанные на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Дойкин А.А. и др.

Предложенные методы и программы позволяют повысить адекватность моделирования процессов в сопряжениях за счет использования физически обоснованных методов определения размеров несущей области и учета большинства факторов, влияющих на величину зазора в трибосопряжениях.

Настоящий акт составлен с целью подтверждения использования результатов исследований в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» при совершенствовании конструкций трибосопряжений серийных и новых двигателей, диссертационной работы Дойкина А.А. «Расчетно-экспериментальный метод профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения «ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР» ДВС».

Научный секретарь НТС
главный специалист отдела
ТКР и теплообменников

А.В. Шумилов