

На правах рукописи



Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович

ОПТИМИЗАЦИЯ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

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

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2020

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)».

Научный руководитель: Гаврилов Константин Владимирович,
кандидат технических наук, доцент,
ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск,
Кафедра автомобильного транспорта, доцент

**Официальные
оппоненты:**

Мукутадзе Мурман Александрович,
доктор технических наук, заведующий
кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО
«Ростовский государственный университет
путей сообщения», доцент

Корнаев Алексей Валерьевич,
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «Орловский государственный
университет имени И.С. Тургенева», г. Орел,
кафедра «Мехатроника, механика и робототехника»,
доцент

Ведущая организация – ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», г. Уфа.

Защита диссертации состоится 23.12.2020 г., в 15-00 часов, на заседании диссертационного совета Д212.298.09, созданного на базе ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, аудитория 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/izzatulloev-muboriz-akramhonovich>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять на имя ученого секретаря по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет, электронная почта: berezovskaiail@susu.ru, контактный телефон +7(351)267-91-23.

Автореферат разослан «___» _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д212.298.09,
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность и степень разработанности темы.

По потерям энергии на трение поршневые машины, в том числе, поршневые двигатели внутреннего сгорания, занимают ведущие позиции в энергетическом машиностроении. До 30% энергии в таких машинах теряется на преодоление механических потерь. По величине потерь на трение подшипники скольжения коленчатого вала занимают второе место после трибосопряжения (ТС) «поршень – цилиндр». Таким образом, уменьшение потерь в этих ключевых ТС является одной из важных целей при конструировании поршневых машин. К основным путям снижения этих потерь относятся применение покрытий, снижающих коэффициент трения, совершенствование технологий обработки поверхностей, использование энергоэффективных смазочных материалов и текстурированной поверхности подшипника. Необходимо отметить, что для уменьшения потерь на трение в трибосопряжениях большое значение имеет подбор смазочного материала. Однако, трение в смазываемых деталях по-прежнему составляет около 25% потерь мощности в поршневых компрессорах и двигателях внутреннего сгорания.

Потенциал учета микронеровностей в улучшении трибологических свойств узлов трения является одним из ключевых моментов в обеспечении гидродинамического режима трения ТС. Микропрофилирование предназначено для уменьшения трения в трибосопряжениях, повышения их несущей способности, снижения износа, повышения надежности и экономичности узлов трения. Так, к основным видам микропрофилирования в сопряжении «поршень-цилиндр», относят хонингование цилиндра и текстурирование юбки поршня.

Текстурирование поверхностей трения гидродинамических трибосопряжений (ГДТС) является одним из перспективных способов микропрофилирования и представляет собой создание регулярного микропрофиля на поверхности в виде сетки или линий с определенными геометрическими размерами, глубиной, расположением, полученной с помощью лазера (лазерное текстурирование) или иным способом. Текстурирование поверхности способствует гидродинамическим эффектам. По мере приближения потока смазки к неровности давление увеличивается, в результате создается дополнительная несущая способность, что позволяет улучшить условия работы трибосопряжения и увеличить его ресурс.

Известен также вторичный смазывающий эффект, действующий в режиме смешанной смазки. Жидкость, находящаяся в нижней части микрорельефа, может рассматриваться как вторичный источник смазки, появляющийся в результате относительного перемещения поверхностей, что уменьшает трение в контакте.

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования подшипников скольжения являются классические работы Н.А. Петрова и О. Рейнольдса. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Бургвиц А.Г., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., За-

дорожная Е.А., Захаров С.М., Корнаев А.В., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Мукутадзе М.А., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Букер, Виярагхаван, Генка, Кейт, Лунд, Роде, Ченг, Элрод и другие.

Значительных успехов за рубежом в исследовании микропрофилирования, в частности лазерного текстурирования (ЛТ) различных трибосопряжений достигли: D.V. Hamilton, S.M. Allen, I. Etsion, N. Tala-Ighil, M. Fillon, H.L. Costa, X. Lu, M.M. Khonsari, A. Kovalchenko, M.T. Fowell, Y. Qiu, A.V. Olver, R. Rahmani, A. Erdemir, Y. Kligerman и др.

Несмотря на то, что большое количество исследований сосредоточено на потерях мощности в опорах скольжения роторных машинах и для стационарно нагруженных трибосопряжений, существует очень мало работ, которые посвящены потерям мощности на трение и повышению несущей способности сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин с помощью микропрофилирования поверхностей трения. В таких машинах на трибосопряжения действуют силы, изменяемые как по величине, так и по направлению. Кроме того, в поршневых машинах используются трибосопряжения с поступательным (поршень – цилиндр) и вращательным (подшипники коленчатого вала) движением шипа на смазочном слое. Поэтому известные методы оценки микропрофилирования, разработанные для стационарного нагружения опор скольжения, во многих случаях не применимы.

В связи с этим целесообразно проведение комплексных исследований по повышению несущей способности различных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин текстурированием поверхностей трения с применением методов оптимизации микрогеометрических параметров. Это позволит избежать ошибок при разработке гидродинамических опор скольжения новых поршневых машин.

Цель исследования

Оптимизация микрогеометрических параметров поверхностей трения сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений для увеличения их несущей способности и снижения трибологических потерь в поршневых машинах.

Задачи исследования

1. Разработать методическое, алгоритмическое и программное обеспечение для решения задачи оптимизации макро- и микрогеометрических параметров поверхностей трения сложнонагруженных трибосопряжений.
2. Провести экспериментальные исследования по оценке триботехнических параметров гидродинамических ТС с учетом регулярной микрогеометрии поверхностей трения.
3. Разработать методику оптимизации микрогеометрических параметров поверхностей трения сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин;

4. Выполнить параметрические и оптимизационные исследования, сформулировать рекомендации по микропрофилированию поверхностей трения ТС поршневых машин.

Научная новизна исследования:

– предложена методика многокритериальной оптимизации с использованием ЛП – поиска для параметров регулярной микрогеометрии поверхности сложнонагруженных трибосопряжений, позволяющая рассчитать гидромеханические характеристики (ГМХ) трибосопряжения с различными типами регулярного текстурирования, обеспечивающих минимальные потери на трение и наибольшую несущую способность смазочного слоя;

– установлены зависимости между трибологическими и регулярными макро- и микрогеометрическими параметрами сложнонагруженных трибосопряжений, позволяющие на этапе проектирования обоснованно подбирать расположение зон и параметры текстурирования поверхностей трения.

Объект исследования

Процессы, происходящие в смазочном слое гидродинамических ТС, ограниченном нестационарно движущимися несущими поверхностями с регулярной макро- и микрогеометрией.

Предмет исследования

Взаимосвязь триботехнических характеристик гидродинамических ТС поршневых машин и геометрии поверхностей трения.

Методы исследования

Методы гидродинамической теории смазки, методы оптимизации, методы моделирования теплового состояния деталей с использованием методов конечных элементов, экспериментальные методы оценки параметров трения и изнашивания гидродинамических ТС.

Степень достоверности и апробация результатов

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

Практическая значимость

Разработано методическое и программное обеспечение по оптимизации микрогеометрических параметров поверхностей трения основных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин.

В Федеральной службе по интеллектуальной собственности зарегистрированы пакеты прикладных программ: «Микрогеометрия трибосистемы поршень-цилиндр» (№2018663437), «Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания» (№2019664243), «Микро-оптим» (№2020660864), «Программа моделирования теплового состояния трибосопряжений» (№2019612892).

Применение разработанных методического и программного обеспечения для расчета сложнонагруженных подшипников позволило оценить влияние на их гидромеханические характеристики конструктивных факторов, обосновать рекомендации по совершенствованию основных гидродинамических трибосопряжений поршневых машин.

Реализация

Разработанные методы расчета и программное обеспечение используются при проектировании подшипниковых узлов в ООО «Уральский дизель-моторный завод», г. Екатеринбург, а также при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотранспортном факультете ЮУрГУ.

Апробация работы

Основные результаты доложены и обсуждены на конференциях различного уровня: «15th International Conference on Tribology» (Kragujevac, Serbia, 17-19 May 2017), «13th International Conference on Tribology, BULTRIB '18» (October 25-27, 2018, Sofia, Bulgaria), «XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018)»: (Москва, 20-23 ноября 2018)», на ежегодных научных конференция аспирантов и докторантов и конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (Челябинск, 2017 – 2020).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 13 научных трудов, включая 2 статьи в научных сборниках и журналах, рекомендованных ВАК РФ, 4 статьи в библиографической базе данных Scopus, 3 – в материалах конференций, 4 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и 3 приложений, изложена на 157 страницах машинописного текста, включая 96 иллюстраций, 24 таблицы, 32 формулы и список литературы, содержащий 146 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе представлен обзор публикаций по основным видам микротекстурирования поверхностей трения ТС. Приведен также обзор литературы по известным методикам расчета.

В автомобильном и промышленном секторах экономики потребительский спрос и ужесточение требований природоохранного законодательства мотивируют разработку более эффективных механизмов и машин, в том числе, поршневых компрессоров, двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Одним из путей достижения этой цели является снижение потерь мощности в машинах и механизмах из-за механического трения. Несмотря на все усилия и разработки в области проектирования поршневых машин и производства масла, направленные

на снижение трения, указанное направление остается весьма актуальным. В поршневых ДВС трибосопряжения являются, как правило, наиболее нагруженными. В частности, потери на трение в подшипниках скольжения, как правило, составляют около 25% от общей механической производительности; иногда, для конкретного автомобильного двигателя, потери на трение в ТС, составляют около 40% от общих механических потерь. Поэтому надежное прогнозирование потерь на трение играет решающую роль в разработке будущих экономичных поршневых машин.

На рисунке 1 представлена оценка трения отдельных компонентов двигателя внутреннего сгорания.

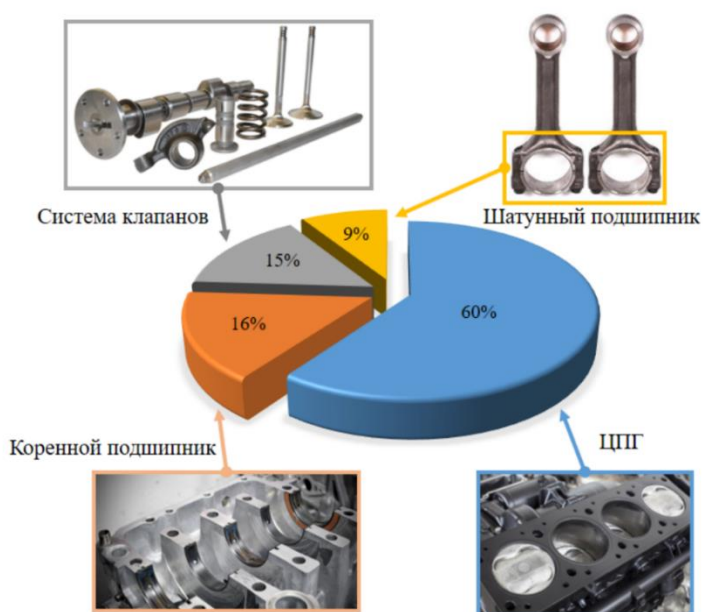


Рисунок 1. Распределение потерь на трение

поверхности трения деталей (профилирование юбки поршня, профилирование и текстурирование поверхности поршневых колец, хонингование гильзы цилиндра и текстурирование поверхности подшипника).

В настоящее время многие исследования сосредоточены на возможности текстурирования поверхности подшипников скольжения, гильзы цилиндра, поршневого кольца и других гидродинамических трибосопряжений для улучшения трибологических характеристик этих узлов. Текстурирование опосредованно позволяет:

- уменьшить механические потери;
- снизить расход масла;
- улучшить надежность и срок службы поршневой машины;
- снизить требования к техническому обслуживанию и увеличить интервалы обслуживания.

Одним из первых теоретическое исследование текстурированных подшипников скольжения при стационарных условиях нагружения было выполнено в 2007 году Tala-Ighil и Fillon. Они использовали конечно-разностную численную модель для исследования влияния сферических углублений на характеристики

Общие подходы и принципы снижения механических потерь в поршневых машинах можно разделить на следующие группы:

- конструкционные;
- технологические;
- эксплуатационные.

В рамках первого подхода предполагается воздействие на конструкцию: изменение кинематической схемы с целью снижения нагрузок на механизм или скоростей движения деталей, модернизация формы и размеров, макро- и микропрофилирование

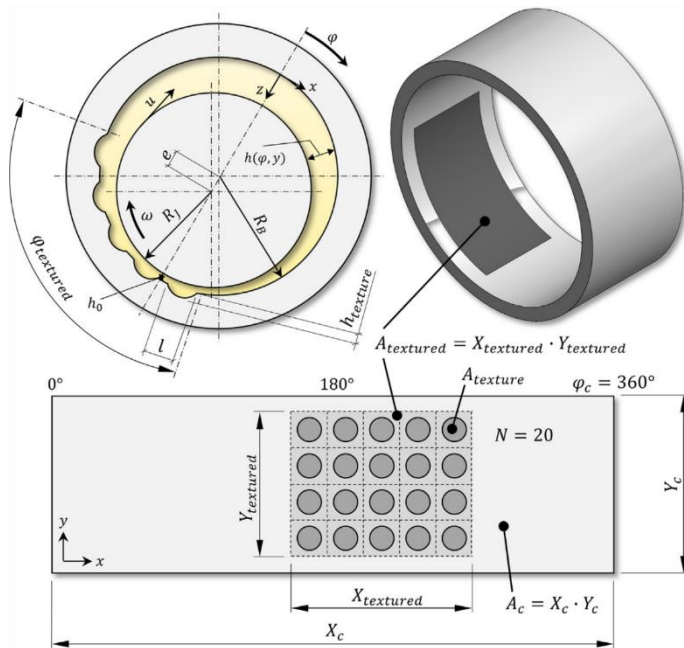


Рисунок 2. Параметры текстурирования для опорных подшипников

подшипников. Авторы пришли к выводу, что обоснование параметров текстурирования поверхностей трения радиального подшипника скольжения при проектировании имеет решающее значение при оценке характеристик подшипника, и вариации геометрических параметров (радиус, глубина и расположение) могут либо улучшить, либо ухудшить рабочие характеристики подшипника.

Экспериментальные исследования влияния текстуры поверхности на трение в опорах коленчатого вала начались с исследования X. Lu и M. Khonsari (рисунок 2), в котором авторы исследовали влияние размера и формы углубления, при этом

особое внимание уделяется смешанному режиму смазки.

Анализ рассмотренных и других работ показал необходимость уточнения моделей микрогеометрии текстурированной поверхности и методов гидродинамического расчета трибосопряжения для получения требуемых значений несущей способности, расхода смазочного материала, потерь на трение.

Таким образом, на основании выполненного обзора отечественных и зарубежных литературных источников поставлены цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке методики численного моделирования динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений поршневых машин с учётом макро- и микрогеометрии поверхностей трения.

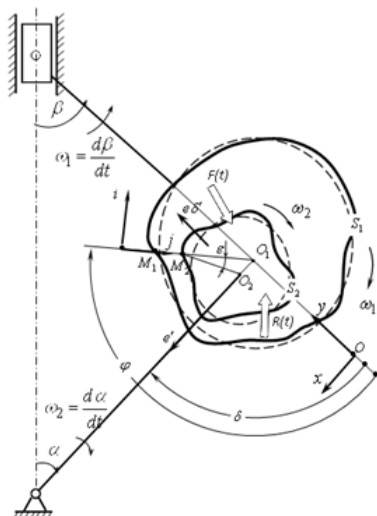


Рисунок 3. Схема шатунного подшипника

Смазочный слой радиального подшипника с учетом макро- и микрогеометрических отклонений показан на примере шатунного подшипника (рисунок 3). Он ограничен поверхностями подшипника (вкладыша) S_1 и шипа (шейки вала) S_2 .

Для определения поля гидродинамических давлений использован закон сохранения массы жидкости на границах разрыва и восстановления смазочного слоя.

Закон сохранения массы реализован на основе интегрирования модифицированного уравнения Элрода:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12 \bar{\mu}_3^*} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g \Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\bar{h}^3}{12 \bar{\mu}_3^*} \frac{\partial}{\partial z} (g \Phi) \right] =$$

$$= \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1 - g) \Phi] \} + \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial z} \{ \bar{h} [1 + (1 - g) \Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \tau} \{ \bar{h} [1 + (1 - g) \Phi] \},$$
(1)

где

$$\bar{h} = h / h_0; \bar{\mu}_3^* = \mu_3^* / \mu_0; -a \leq \bar{z} \leq a; \bar{z} = z / R;$$

$$a = B / 2R; \bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0; \tau = \omega_0 t; \bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / (\omega_0 R);$$

$\bar{h}, \bar{\mu}_3^*$ – безразмерные толщина смазочного слоя и эффективная вязкость смазки; B, R – ширина и радиус подшипника; μ_3^* – эффективная вязкость смазки, соответствующая температуре T_3^* ; μ_0, h_0, ω_0 – соответственно вязкость смазки, характерные толщина смазочного слоя при центральном положении шипа и частота вращения шипа; $\bar{\omega}_{21}, \omega_{21}$ – соответственно безразмерные угловая и поступательная скорости движения шипа; g – функция переключения.

Граничные условия Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО):

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi_p, \bar{z}) = \partial \bar{p} / \partial \varphi(\varphi_p, \bar{z}) = 0; \bar{p}(\varphi_e, \bar{z}) = 0;$$
(2)

где φ_p – угол разрыва; φ_e – угол восстановления.

Основными ГМХ сложнонагруженных трибосопряжений являются: средние значения потерь мощности N^* , минимальной толщины смазочного слоя h_{\min}^* , максимального ГД давления p_{\max}^* , расхода смазки Q_T^* , температуры смазочного слоя T_3^* , а также максимальное за цикл значение ГД давления $\sup p_{\max}$ и наименьшее за цикл значение минимальной толщины $\inf h_{\min}$ смазочного слоя. Одним из способов снижения механических потерь и масляного голодания может выступать текстурирование контактирующих поверхностей (рисунки 4,5), что позволит увеличить несущую способность сложнонагруженного подшипника за счет создания множества «микроклиньев».

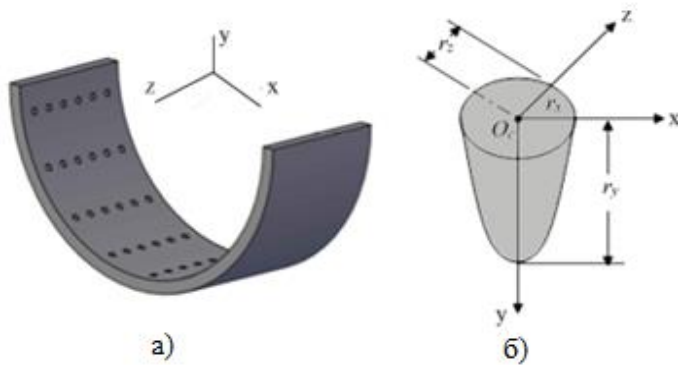


Рисунок 4. Текстурированная поверхность подшипника (а) с размерами микроямок (б)

В частности, текстурирование поверхности вкладышей подшипников коленчатого вала может выполняться в виде эллиптических ямок, которые позволяют сохранять масло на поверхности трения при любых режимах работы дизеля.



Рисунок 5. Виды регулярной микрогеометрии юбки поршня:

а) гладкая поверхность, б) радиальные микроканавки, в) перекрёстная микрогеометрия

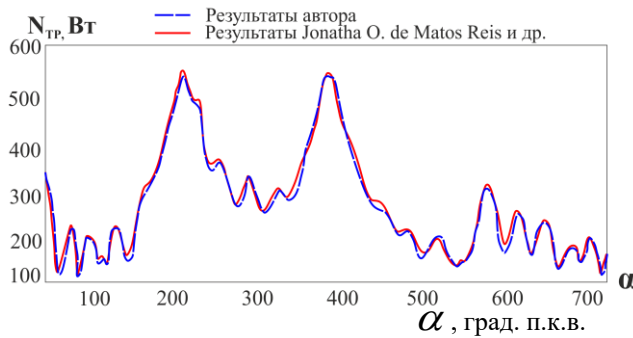


Рисунок 6. Зависимость потерь на трение в коренном подшипнике от угла поворота коленчатого вала дизеля

вали алгоритм сохранения массы для ньютоновской жидкости.

Для аналитического описания макрогеометрии юбки поршня в плоскости

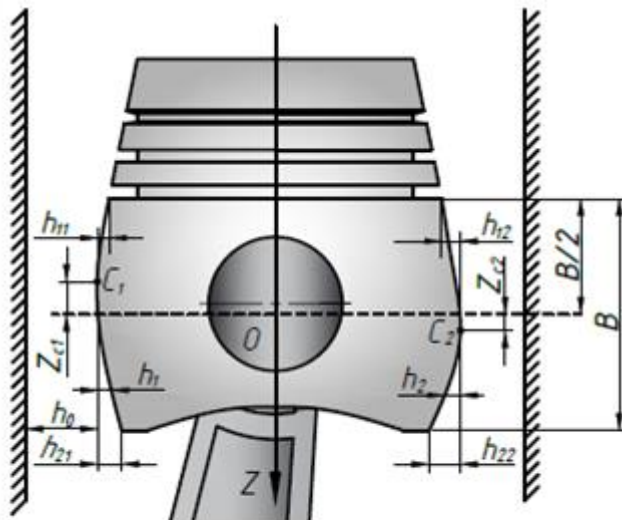


Рисунок 7. Размеры осевого профиля поршня

В диссертации разработана методика учёта микрогеометрии поверхности трения радиального подшипника.

Верификация разработанной методики расчета радиальных ГДТС с микротекстурированной поверхностью подшипника была выполнена на примере расчета ГМХ по опубликованным за рубежом исходным данным для коренного подшипника коленчатого вала 4-х цилиндрового дизеля. Сравнение результатов расчета потерь на трение показало практически полное совпадение (рисунок 6) с результатами работы Jonatha O. de Matos Reis, Gabriel W. Rodrigues, Marco L. Bittencourt (Virtual texturing of lightweight engine crankshaft bearings // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2019), авторы которой при расчете ГД-давлений для текстурированной поверхности использо-

вали алгоритм сохранения массы для ньютоновской жидкости. Для аналитического описания макрогеометрии юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца задавались отклонения h_{a1i} и h_{a2i} (рисунок 7) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем ($Z = -B/2$, где B – высота юбки) и нижнем ($Z = B/2$) краях юбки и координата Z_{aci} точки C_i вершины профиля, $i=1,2$ – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно (индекс “a” указывает на осевое профилирование). Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром в точке C_i равен характерному зазору Δ_0 в сопряжении при центральном положении поршня в

цилиндре. Профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой вида $h_{0i} = \Delta_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}$, где $z = Z / R$; $m_{ai} = Z_{ac_i} / R$; R – радиус поршня, l_a и k_a – безразмерные коэффициенты, определяемые из выражения:

$$l_{ai} = \ln\left(\frac{h_{a1i}}{h_{a2i}}\right) / \ln\left|\frac{a-z}{a+z}\right|, k_{ai} = \frac{h_{a1i}}{\Delta_0} (a - m_{ai})^{-l_{ai}} \quad (3)$$

В диссертационной работе приведена также методика радиального профилирования направляющей поршня.

В качестве микропрофиля на поверхности юбки поршня могут наноситься регулярные микроканавки различного сечения, получаемые в результате технологической обработки поверхностей. Таким образом, толщина смазочного слоя с учетом как макро- так и микрогеометрии поверхности может быть записана в виде:

$$h(\varphi, z) = h_0(\varphi, z) + h_1(\varphi, z), \quad (4)$$

где $h_0(\varphi, z)$ описывает макрогеометрию юбки поршня, а $h_1(\varphi, z)$ – микрогеометрию поверхности с учетом микроканавок. Математическое описание геометрии микроканавок приведено в диссертации.

Для определения поля ГД–давлений в смазочном слое ГДТС «поршень–цилиндр» по аналогии с радиальным сопряжением использовано модифицированное уравнение Элрода (1), записанное для сопряжения с поступательным движением элементов.

Для проверки адекватности методики оценки регулярной микрогеометрии сопряжения «поршень–цилиндр» были проведены сравнительные расчетные исследования с результатами авторов из Школы механики Шанхайского университета С. Fang, X. Meng, Y. Xie (A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves // J. Tribology international, 2017). На рисунке 8 представлены гидромеханические потери на трение в сопряжении «поршень–цилиндр» комбинированного четырехцилиндрового ДВС ЧН 8,4/9 для гладкой и текстурированной поверхностей юбки поршня.

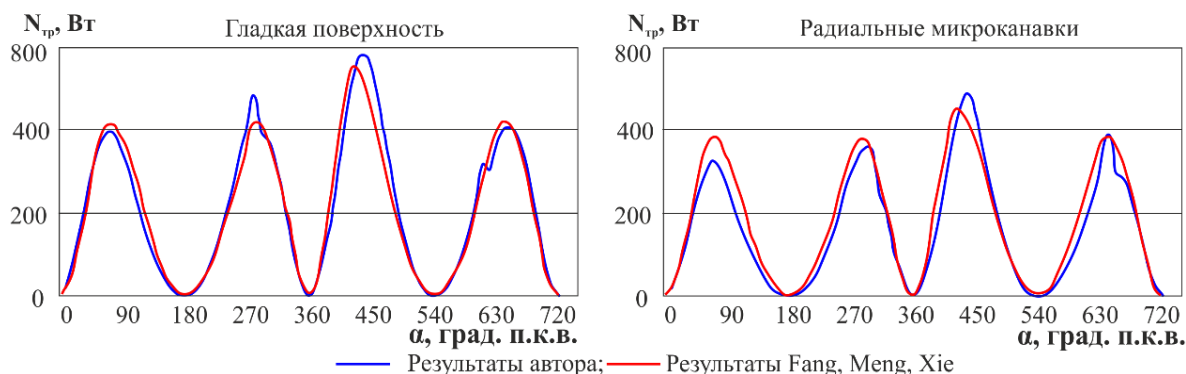


Рисунок 8. Зависимости потерь на трение от угла поворота коленчатого вала в сопряжении «поршень–цилиндр» ДВС

В третьей главе представлены экспериментальные исследования влияния параметров регулярной микрогеометрии поверхностей трения на триботехни-

ческие характеристики сопряжения «вал-втулка». Выполнена проверка адекватности разработанной математической модели.

Исследование базировалось на анализе диаграмм Герси-Штрибека для подшипника скольжения, соответствующего по своим геометрическим характеристикам шатунному подшипнику коленчатого вала двигателя ВАЗ 21083. Диаграмма Герси-Штрибека является очень удобной для анализа влияния на работу подшипников скольжения различных факторов, таких как регулярная и нерегулярная микрогеометрия поверхностей трения, свойства смазочного материала и др.

Эксперимент проводился на машине трения ИИ 5018. Эта машина предназначена для испытания различных фрикционных, антифрикционных и смазочных материалов на трение и износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей. Измеряемые параметры: момент трения, путь трения, температура.

Машина позволяет проводить испытания с различными образцами, нагрузками и частотой вращения образцов, а также коэффициентами проскальзывания.

Для проведения экспериментальных исследований машина трения ИИ 5018 была доработана: разработан модельный узел трения; модернизирована стандартная камера трения; смонтирована система непрерывной подачи смазочного материала к подшипнику под давлением с возможностью подогрева масла.

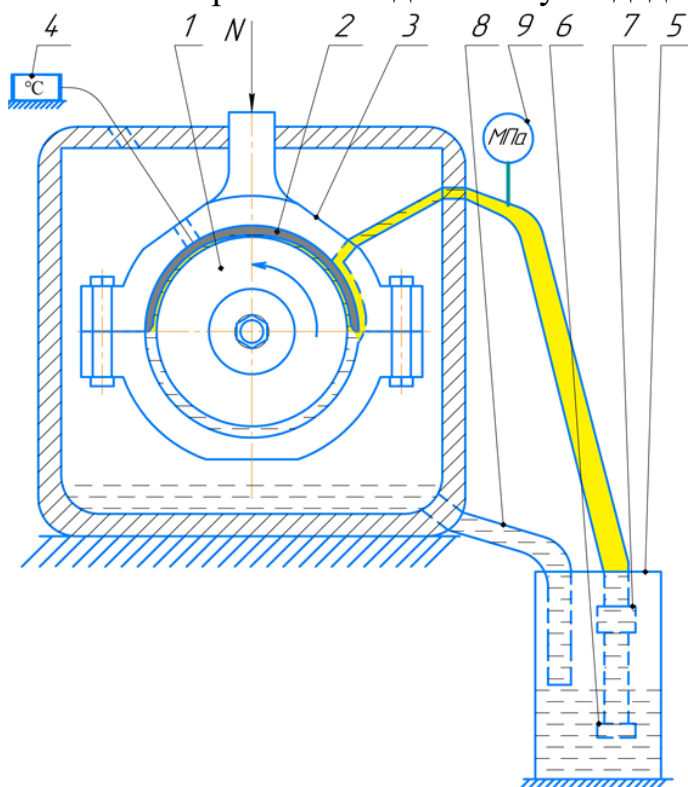


Рисунок 9. Схема разработанного экспериментального узла трения:

- 1 – вал; 2 – вкладыш; 3 – корпус подшипника;
- 4 – датчик температуры; 5 – резервуар для смазочного материала; 6 – масляный фильтр; 7 – насос;
- 8 – обратный слив; 9 – манометр

Схема разработанного узла трения представлена на рисунке 9.

Для измерения действующей нагрузки применяли измерительный тензометрический прибор БУ 4263. Для измерения шероховатости поверхностей трения был использован контактный профилометр АБРИС-ПМ7.

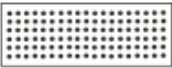


Измерения параметров текстурирования поверхностей трения выполняли на цифровом USB микроскопе Cooling tech, их значения приведены в таблице 1.

Для измерения давления подачи масла в подшипник использовали манометр низкого давления МТ-2,5.

Для эксперимента были подготовлены образцы сопряжения «подшипник – шейка коленчатого вала» (рисунок 10).

Вал был изготовлен из легированной стали 45X, аналогичной материалу шейки коленчатого вала ДВС.

Таблица 1. Параметры текстурирования поверхности подшипника

Вид текстурирования	Количество областей с микроямками	Радиус (r , мкм)	Глубина (r_y , мкм)
	1 (полное)	150	500
	2 ($\varphi_1=0\dots45^\circ$ $\varphi_2=135^\circ\dots180^\circ$)	150	500
	1 ($\varphi=55^\circ\dots125^\circ$)	150	500

Для эксперимента были использованы вкладыши стандартного размера двигателя ВАЗ 21083 (радиальный зазор 25 мкм, ширина $b=20,5$ мм, диаметр $d=47,85$ мм).

Осевую нагрузку F увеличивали с шагом 250 Н от 500 Н до 5000 Н, время одного шага 30 секунд. Нижний и верхний предел нагрузки ограничен возможностью экспериментальной установки. На каждом шаге фиксировали момент трения $M_{тр}$, Н·м и температуру масла T , °С.

В ходе проведения экспериментальных исследований для каждого образца снимали диаграмму Герси-Штрибека по следующей методике:

1. Измерение параметров шероховатости поверхностей ролика и вкладыша перед сборкой.

2. Сборка подшипника скольжения: установка верхнего вкладыша в корпус подшипника, установка ролика на вал машины трения, подключение подачи масла, термопары, герметизация камеры трения установкой прозрачной крышки из органического стекла.

3. Прогрев масла в баке до требуемой температуры.

4. Запуск машины трения и узла трения без нагрузки, фиксация нулевого момента трения, характеризующего потери на трение в шпинделе машины трения.

5. Приработку подшипника после прогрева до требуемой температуры осуществляли ступенчатым нагружением подшипника от 500 до 5000 Н с шагом 250 Н и последующим снижением нагрузки в обратном порядке.

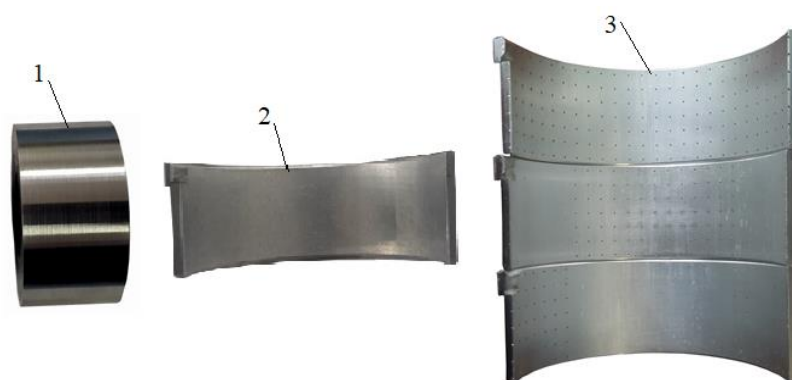


Рисунок 10. Фотографии образцов: 1 – ролик; 2 – вкладыш без текстурирования; 3 – вкладыши с разными расположениями текстуры.

При этом фиксировали все параметры трения: момент трения; нагрузка; температура вкладыша; напряжение в контакте. Переход к следующему шагу нагружения осуществляли после стабилизации момента трения на текущем шаге. Необходимо отметить, что максимальная удельная нагрузка на подшипник, равная 5,1 МПа, соответствует реальному значению нагрузки на шатунные подшипники двигателя ВАЗ 21083 на номинальном режиме.

б. Снятие диаграммы Герси-Штрибека. При этом условия работы подшипника (нагрузка, угловая скорость и температура масла, характеризующие число Герси λ) подбирали таким образом, чтобы зафиксировать область минимальных коэффициентов трения на диаграмме, свидетельствующую о смене вида смазки в подшипнике с жидкостной на граничную. В нашем случае частота вращения ролика составляла 500 об/мин, нагрузка изменялась ступенчато аналогично этапу приработки. После достижения максимальной нагрузки и фиксации параметров трения нагрузку снимали с подшипника и снова фиксировали значение нулевого момента трения. Диаграмму снимали шесть раз. Коэффициент трения $f_{тр}$ пересчитывали по полученным значениям момента трения и усредняли по шести измерениям.

Осреднённые результаты измерений и пересчёта коэффициента трения для подшипников с разным текстурированием представлены на рисунке 11.

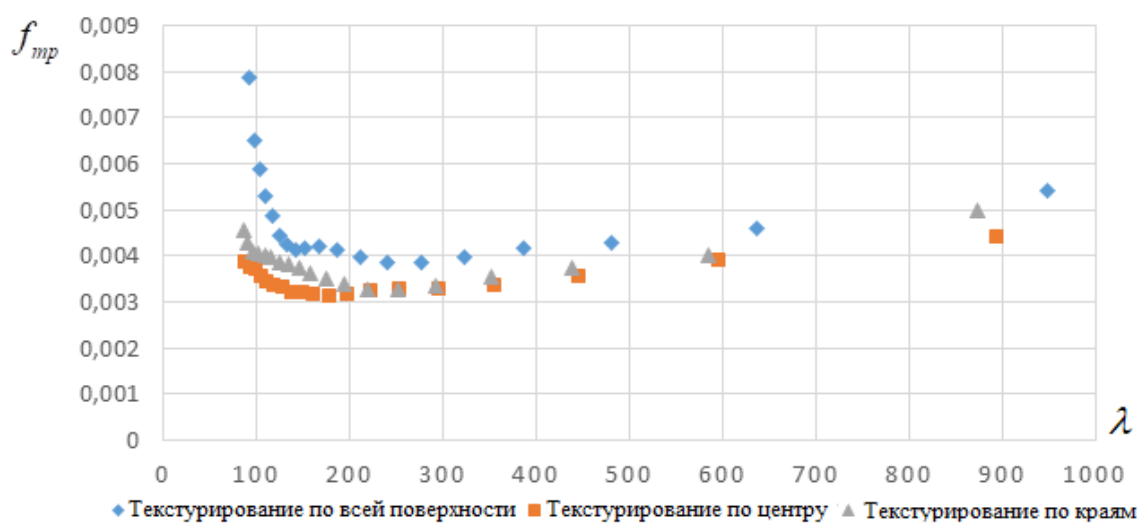


Рисунок 11. Диаграммы Герси-Штрибека для подшипников с разным текстурированием вкладышей

Полученные результаты свидетельствуют о том, что текстурирование вкладышей оказывает влияние на работу подшипников скольжения. При этом, в зависимости от расположения зоны текстурирования на поверхности вкладыша могут быть получены разные значения коэффициентов трения. Из рассмотренных вариантов текстурирования вкладышей подшипника наилучшие результаты показал вкладыш с текстурированием по центру. Диаграмма для этого варианта текстурирования имеет минимум при значениях характеристики режима работы подшипника 150–160. В то время как для других вариантов, минимум

коэффициента трения достигается при значениях характеристики режима работы подшипника в районе 200–300. Таким образом, подшипник с текстурированным по центру вкладышем имеет большую несущую способность, смена вида смазки с жидкостной на граничную происходит при более высоких нагрузках, чем у других рассматриваемых вариантов текстурирования. Полученные результаты хорошо согласуются с результатами других исследователей.

На рисунке 12 представлены результаты сравнения расчётного коэффициента трения и экспериментальных значений коэффициентов трения для подшипника с текстурированием по центру поверхности вкладыша. Расчётные значения получены с помощью разработанного программного комплекса «Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания».

Видно, что в области жидкостного трения расчётные значения коэффициента лежат достаточно близко к экспериментальным.

Отличия обусловлены значительными паразитными потерями на трение в шпинделе машины ИИ5018, а также схемой измерения момента трения с вала, а не с корпуса подшипника. Поскольку известно, что момент трения на валу больше момента трения на корпусе подшипника, и с увеличением эксцентриситета, то есть с уменьшением минимальной толщины смазочного слоя, эта разница увеличивается.

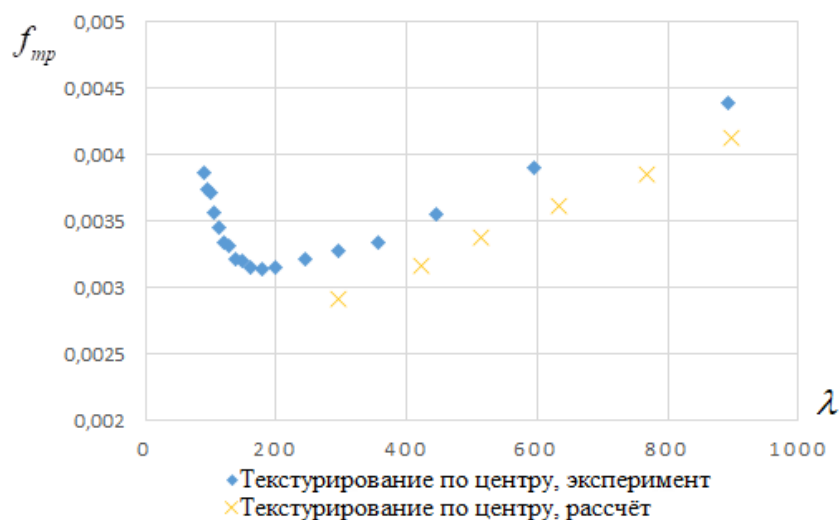


Рисунок 12. Сравнение экспериментальных диаграмм Герси-Штрибека с расчётными

В четвертой главе представлены результаты параметрических исследований гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения.

Для расчетного анализа радиальных подшипников скольжения на базе разработанных методик создана программа трибологического анализа «Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания» (рисунок 13).

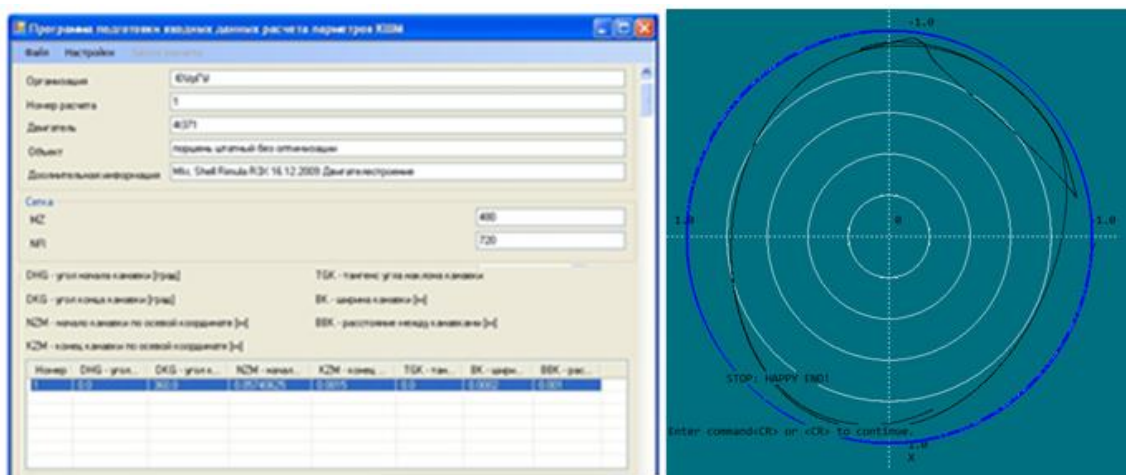


Рисунок 13. Интерфейс программы «Микрогеометрия трибосистемы «вал-вкладыш» двигателя внутреннего сгорания»

Для расчетного анализа гидродинамического трибосопряжения «направляющая поршня – цилиндр» ДВС на базе разработанной методики расчетного анализа трибосопряжений с поступательным движением подвижных элементов была создана программа трибологического анализа «Микрогеометрия трибосистемы «поршень – цилиндр»» (рисунок 14).

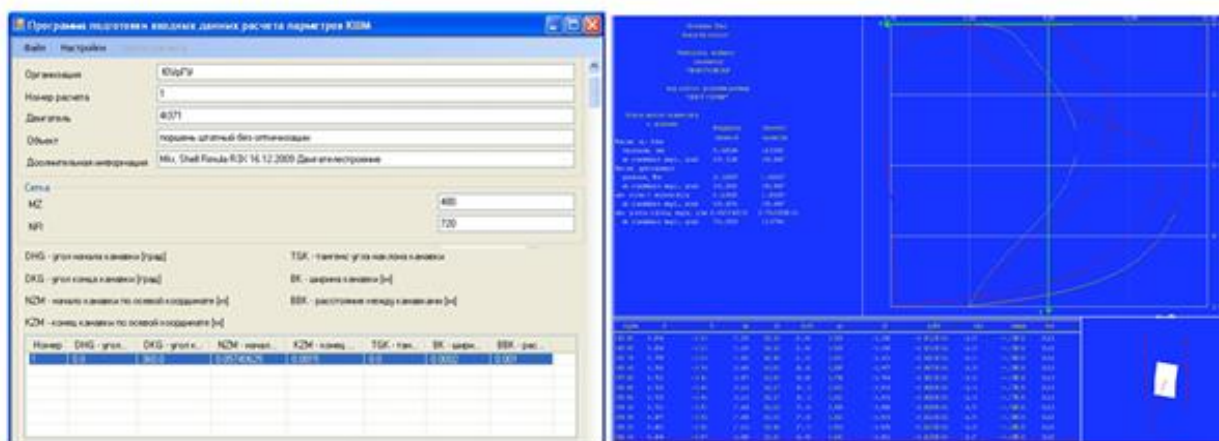


Рисунок 14. Интерфейс программы «Микрогеометрия трибосистемы поршень-цилиндр»

На первом этапе выполнены расчетные исследования влияния микрогеометрических параметров текстурирования вкладышей на ГМХ шатунного подшипника форсированного дизеля ЧН 13/15.

В качестве исходных данных использовалась индикаторная диаграмма для режима максимальной мощности ($\omega=2100$ об/мин), геометрические параметры, а также вязкостно-температурная характеристика моторного масла М-10ДМ.

Результаты расчёта ГМХ шатунного подшипника представлены в таблице 2.

Таблица 2. Влияние микрогеометрии на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15

Виды микрогеометрии	$inf h_{min}$, мкм	$sup p_{max}$, МПа	h_{min}^* , мкм	p_{max}^* , МПа	Q^* , л/с	$N_{тр}^*$, Вт	R , (кН)
Без микрогеометрии	1,75	362,1	4,08	66,1	0,022	552,2	31,4
Микроямки по всей поверхности	0,33	1150	1,90	140,2	0,022	799,5	45,4
Микроямки на участке поверхности 221...329 градусов	1,43	362,5	3,25	70,2	0,023	524,6	34,3

На рисунках 15,16 приведены примеры зависимости ГМХ шатунного подшипника по углу поворота коленчатого вала, а также эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое подшипника.

Результаты расчета свидетельствуют о неоднозначном влиянии текстурирования поверхности вкладышей на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15. Установлено, что полное текстурирование поверхности подшипника ухудшает значения ГМХ, при этом потери на трение возрастают на 10–30%, минимальная толщина смазочного слоя, становится сравнимой с высотными параметрами шероховатости поверхности, а следовательно возможно появление режимов смешанного и граничного трения в сопряжении.

Вместе с тем, частичное текстурирование поверхности трения подшипника позволяет снизить потери на трение в среднем на 3–5%, и увеличить несущую способность на 5–9%.

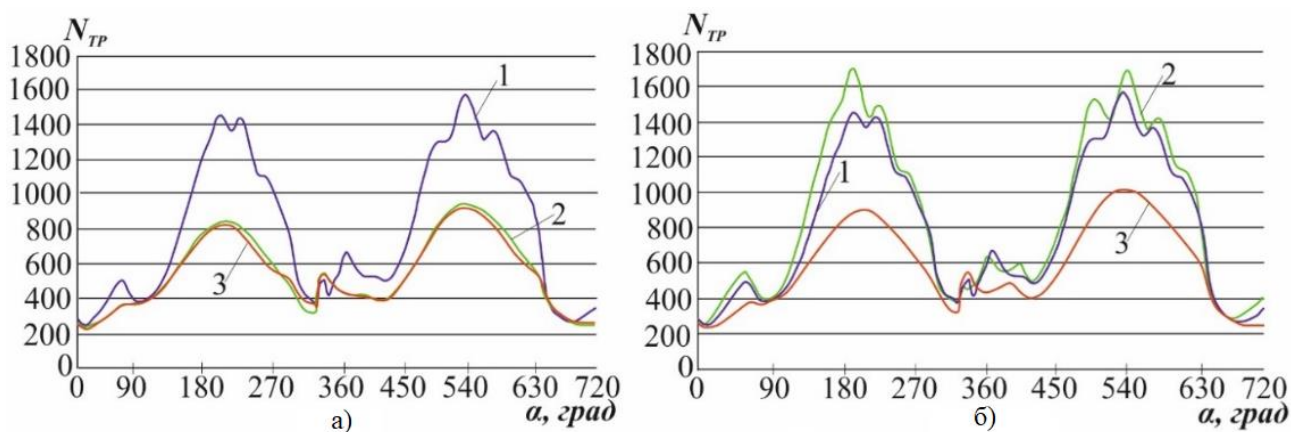


Рисунок 15. Потери на трение:

- Зависимость потерь на трение от угла поворота коленчатого вала α : 1- микроямки на всей поверхности, 2 – без микроямок, 3 – микроямки на участке $\varphi=221 \dots 329$ град.
- Зависимость потерь на трение от угла поворота коленчатого вала α при Δh : 1 – 20 мкм, 2 – 30 мкм, 3 – 5 мкм.

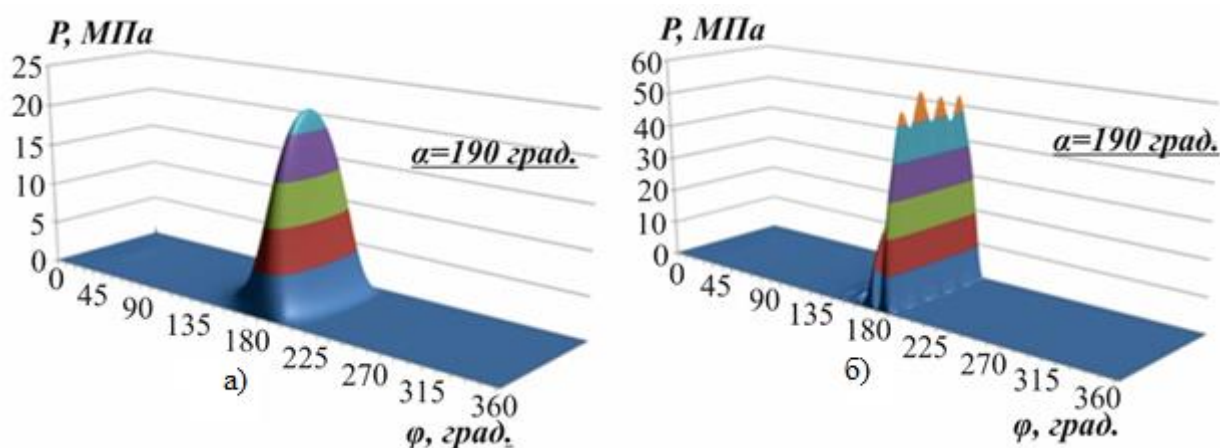


Рисунок 16. Распределение давления по поверхности подшипника:

а) без текстурирования; б) текстурирование в виде микроямок по всей поверхности

На втором этапе выполнена расчетная оценка влияния регулярной микрогеометрии на ГМХ сопряжений «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15. Результаты расчета, представленные в таблице 3, позволяют сделать вывод о возможности снижения расчетных потерь на трение на 10–20% в ТС за счет применения регулярной микрогеометрии.

Таблица 3. Результаты расчета ГМХ ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15 для различных видов регулярной микрогеометрии

Виды микрогеометрии	N^* , Вт	Q^* , см ³ /с	$\inf h_{\min}$, мкм	h_{\min}^* , мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	P_{\max}^* , МПа	R , (кН)
Без микрогеометрии	298,99	16,9	5,62	19,99	7,86	1,63	16,2
Круговая микрогеометрия	262,15	17,8	4,84	18,92	10,51	2,05	19,2
Перекрестная микрогеометрия	236,09	18,6	4,16	18,02	13,80	2,58	20,8

В пятой главе приводится методика и результаты решения оптимизационной задачи ТС поршневых машин.

Представлен программный комплекс «Микро-оптим», созданный на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики и смазки ТС.

Алгоритм оптимизации заключается в следующем:

ПЕРВЫЙ ЭТАП. С использованием разработанных методик расчета трибосопряжения составляется таблица испытаний, отражающая зависимость результатов расчета критериев качества от варьируемых параметров:

r – радиус микроямки; r_y – глубина микроямки; φ_n и φ_k – начало и конец зоны расположения микротекстурирования по углу подшипника; ε_b – плотность расположения микроямок на поверхности трения; N_B – количество микроямок по ширине подшипника; N_L – количество микроямок по окружности подшипника.

ВТОРОЙ ЭТАП. Эксперты в диалоговом режиме в соответствии с методикой экспертных оценок назначают ограничения на критерии качества ГМХ.

ТРЕТИЙ ЭТАП. Автоматически проверяется непустота множества допустимых значений, варьируемых параметров. Если множество пусто, осуществляется возврат ко второму этапу и делаются уступки при назначении ограничений или увеличивается число пробных точек. После этого процесс повторяется. Если множество варьируемых значений оказывается не пустым, неэффективные точки из него исключаются. Множество эффективных точек является множеством паретовских точек.

В таблице 4 представлены результаты оптимизации шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15.

Таблица 4. Результаты оптимизации микрогеометрии шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15

№	φ_n , град.	φ_k , град.	r_y , мкм	r , мкм	N_B , шт	N_L , шт	N^* , Вт	h_{\min}^* , мкм	p_{\max}^* , МПа
1	44,4	107,0	452,3	865,9	7	12	542,8	3,55	70,6
2	64,0	110,4	385,7	781,5	7	9	547,8	3,60	69,2
3	42,8	77,2	478,4	898,3	6	6	538,3	3,74	69,4
4	221,0	329,1	21,7	779,3	6	19	514,8	3,88	68,3
5	307,7	117,3	488,9	830,1	7	33	538,9	2,50	98,4
6	13,1	66,7	424,3	864,6	7	10	544,8	3,62	74,4
Гладкий подшипник							552,2	4,085	66,1

На рисунке 17 показан Парето-фронт компромиссных точек, из множества которых на основании экспертных оценок окончательно формируется оптимальная микрогеометрия.

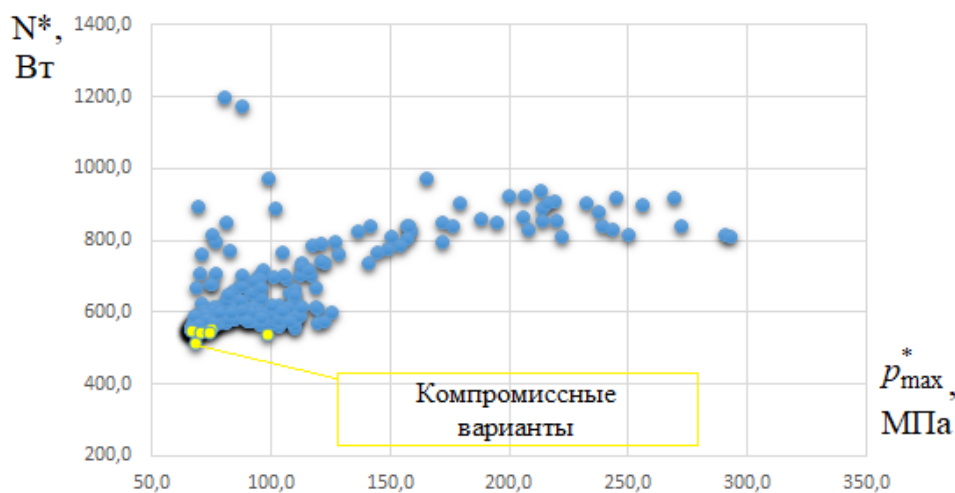


Рисунок 17 – Парето – оптимальное решение в координатах N^* и p_{\max}^*

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены результаты параметрических исследований; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Уточнена методика расчета динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений механизмов и машин, позволяющая совместно учитывать регулярную макро- и микрогеометрию поверхностей трения механизмов и машин, а также обеспечить решение комплекса задач по снижению гидромеханических потерь на трение для повышения ресурса гидродинамических сопряжений, работающих в условиях жидкостного, смешанного и граничного трений.

2. Разработаны алгоритм и программа расчета гидродинамических радиальных подшипников и подшипников с поступательным движением элементов (№ 2019664243, №2018663437), учитывающие регулярную микрогеометрию поверхностей трения. Использование разработанных программных продуктов при проектировании позволяет создавать и модифицировать конструкции сложнонагруженных трибосопряжений различных механизмов и машин.

3. Выполнены экспериментальные исследования по оценке триботехнических параметров трибосопряжений с учетом различных видов регулярной микрогеометрии поверхностей трения. Проведена верификация результатов расчета, полученных с помощью разработанной методики с результатами экспериментальных исследований и результатами других авторов, которая показала хорошее качественное совпадение.

4. Выполнены расчетные параметрические исследования и определены рациональные микрогеометрические параметры поверхностей трения трибосопряжений на примере подшипников коленчатого вала и сопряжения «поршень-цилиндр» ДВС. Установлено, что применение регулярной микрогеометрии позволяет снизить расчетные значения потерь на трение в сопряжении «направляющая поршня-цилиндр» на 10–20% и увеличить несущую способность на 20–30% в зависимости от типа регулярной микрогеометрии и области ее расположения.

5. Разработана методика и программа многокритериальной оптимизации микрогеометрических параметров для радиальных гидродинамических подшипников скольжения (№ 2020660864). Выполнены оптимизационные расчеты на примере поршневого двигателя ЧН 13/15, определены оптимальные параметры микропрофилирования его шатунного подшипника, обеспечивающие снижение потерь на трение на 6–7% и увеличение несущей способности на 10%.

Перспективы дальнейшей разработки темы:

разработанные методы и алгоритмы расчета сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений в дальнейшем планируется дополнить возможностью учета физико-химических свойств современных и перспективных антифрикционных покрытий трибосопряжений механизмов и машин.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях, входящих в базу данных Scopus и Web of Science

1. GavriloV, K.V. Numerical model of mechanical interaction of rough surfaces of journal bearings of piston engine / K.V. GavriloV, A.A. Doikin, **M.A. Izzatulloev**, Y.A. Goritskiy // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – pp. 993–1002.
2. GavriloV, K.V. Research of the friction surfaces regular microgeometry parameters effect on the hydro–mechanical characteristics of the «piston–cylinder» tribounit / K.V. GavriloV, A.A. Doikin, **M.A. Izzatulloev**, S.V. Surovtsev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol.489. –№1. – статья № 012026.
3. Rulevskiy, A.D. The method for calculating dynamics and lubrication of the hydrodynamical tribosystems in the piston machines / A.D. Rulevskiy, **M.A. Izzatulloev**, A.S. Nechaev // Procedia Engineering. – 2017. – pp. 698–703.
4. GavriloV, K.V. A numerical model for estimation of service life of tribological systems of the piston engine / K.V. GavriloV, Y.A. Goritskiy, I. Migal, **M.A. Izzatulloev** // Tribology in Industry. – 2017. – pp. 329–333.

В изданиях, рекомендованных ВАК России

5. Рождественский Ю.В. Оценка влияния параметров микротекстурирования на гидромеханические характеристики подшипников коленчатого вала дизеля / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **M.A. Иззатуллоев** // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2020. – Т.20, № 1. – С. 30–37.
6. Гаврилов, К.В. Влияние расположения источников смазки на гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников тепловых двигателей / К.В. Гаврилов, **M.A. Иззатуллоев**, П.С. Гриценко, И.Р. Цвешко // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2019. – Т.19, № 3. – С. 13–21.

В других источниках

7. **Иззатуллоев, M.A.** Исследование влияния параметров регулярной микрогеометрии поверхностей трения на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень–цилиндр» / M.A. Иззатуллоев, К.В. Гаврилов, Е.В. Поляцко // Изд-во ИМАШ РАН, 2019. – С.244–247.
8. **Иззатуллоев, M.A.** Обзор моделей микро- и макронеровностей поверхностей трения / M.A. Иззатуллоев, К.В. Гаврилов, А.С. Гордиенко // Материалы девятой научной конференции аспирантов и докторантов. Изд-во ЮУрГУ, 2017. – С.33–40.
9. Рождественский, Ю.В. Метод моделирования контактного взаимодействия шероховатых поверхностей в гидродинамических подшипниках скольжения / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, **M.A. Иззатуллоев**, А.С. Гордиенко // Материалы десятой научной конференции аспирантов и докторантов. Изд-во ЮУрГУ, 2018. – С.71–78.

Комплексы программ

10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019664243. Микрогеометрия трибосистемы вал–вкладыш ДВС / К.В. Гаврилов, **M.A. Иззатуллоев**. Дата государственной регистрации 01.10.2019.
11. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018663437. Микрогеометрия трибосистемы поршень–цилиндр / К.В. Гаврилов, **M.A. Иззатуллоев**, Т.В. Садреев. Дата государственной регистрации 26.10.2018.

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019612892. Программа моделирования теплового состояния трибосопряжений / Е.А. Задорожная, В.С. Худяков, **М.А. Иззатуллоев**, И.М. Долгушин. Дата государственной регистрации 04.03.2019.

13. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660864. «Микро – оптим» / К.В. Гаврилов, **М.А. Иззатуллоев**, И.К. Умурзаков. Дата государственной регистрации 15.09.2020.

Иззатуллоев Мубориз Акрамхонович

ОПТИМИЗАЦИЯ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 22.10.2020. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1. Тираж 90 экз. Заказ 322/379

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76