

на правах рукописи

УДК 621.4

Черепанов Дмитрий Андреевич

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ИЗНАШИВАНИЯ
ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДВС**

Специальность 05.04.02 – "Тепловые двигатели"

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2004

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет», на кафедре двигателей внутреннего сгорания.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Шабанов Александр Юрьевич

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор, академик
Международной Академии Наук Экологической
Безопасности,
Мохнаткин Эдуард Михайлович
кандидат технических наук, начальник научно-
исследовательской лаборатории ДВС,
Лавров Юрий Георгиевич

Ведущая организация - ОАО «Красный Октябрь - Нева»

Защита состоится « 1 » июня 2004 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая 29, Главное здание, ауд. 225.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ «СПбГПУ».

Автореферат разослан « 27 » апреля 2004 г.

Отзыв на диссертационную работу необходимо присылать в 2 экземплярах

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

Хрусталёв Б. С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. При современном уровне двигателестроения на первый план вышла задача повышения ресурсных показателей двигателей внутреннего сгорания. Эта проблема неразрывно связана с решением задачи минимизации скорости изнашивания сопряжений трения двигателей, особенно подшипниковых узлов коленчатого вала (КВ). В настоящее время в практике доводки двигателя данная задача, в основном, решается в ходе длительных испытаний либо с помощью специальных ускоренных испытаний, что зачастую является чрезвычайно затратным и не позволяет оперативно отслеживать влияние на ресурс двигателя тех или иных конструктивных или технологических мероприятий. Отсутствие в современной теории ДВС общепринятых достоверных представлений о механизме изнашивания, реализующемся в подшипниковых узлах ДВС, учитывающих специфические условия работы двигателя, таких как ограниченность условий смазывания, возможность работы в различных режимах трения, податливость и достаточно большой уровень деформируемости опор и т. д., предопределяет отсутствие универсальных методик расчетного прогнозирования ресурсных показателей двигателей по износу. Следовательно, актуальность создания эффективных расчетно-экспериментальных методов прогнозирования скоростей изнашивания его трибологических узлов, в частности подшипниковых узлов скольжения, широко применяемых в качестве опор КВ в поршневых ДВС, очевидна.

Цель работы. Построение универсальной расчетно-экспериментальной модели оценки скоростей износа подшипниковых узлов скольжения КВ ДВС, учитывающей основные особенности работы этих трибологических узлов двигателя на любом режиме его работы. Решение с помощью созданной методики задачи разработки конструкции шатунного подшипника быстроходного ДВС, обеспечивающего улучшенные ресурсные показатели.

Задачи исследования. В соответствии с целью работы были поставлены следующие задачи исследования:

1. Провести анализ современных представлений о проблеме износа трибосопряжений подшипниковых узлов КВ поршневого ДВС;
2. Рассмотреть способы и возможности расчетного и экспериментального определения основных параметров, влияющих на скорость изнашивания пары трения «шейка-подшипник скольжения»;

3. Разработать метод расчета зональных (локальных) интенсивностей изнашивания, путей трения, зональных и интегральных скоростей изнашивания рабочих сопряжений трения подшипников скольжения КВ ДВС для условий их эксплуатационной работы;
4. Произвести расчетно-экспериментальное исследование процессов износа подшипников коленчатого вала и экспериментальное исследование скорости накопления продуктов износа в ДВС с целью проверки разработанной методики прогнозирования скоростей изнашивания опор скольжения КВ ДВС.
5. Провести разработку конструктивных мероприятий по совершенствованию трибологических характеристик шатунного подшипника скольжения конкретного быстроходного ДВС.

Научная новизна определяется реализацией новых подходов к формированию модели изнашивания подшипниковых узлов ДВС, заложенных в основу разработанной расчетно-экспериментальной методики.

Практическая ценность полученных результатов состоит в возможности численного моделирования с помощью разработанной методики показателей динамики изнашивания и проведении сравнительного анализа влияния тех или иных конструктивных и технологических решений на процесс изнашивания подшипников скольжения произвольного ДВС на любом спектре эксплуатационных режимов.

Достоверность обеспечена применением апробированных методов расчетного анализа и экспериментальных исследований, а также удовлетворительным согласованием результатов моделирования и эксперимента.

Практическая реализация Результаты работы были использованы при проведении научно-исследовательских работ на кафедре ДВС СПбГПУ по заказам предприятий отрасли, а также применяются в учебном процессе по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Апробация работы. Результаты исследований, составляющих основу работы, докладывались на межвузовских научных конференциях: XXVIII Неделя науки СПбГТУ и XXX Неделя науки СПбГТУ.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 6 печатных работах.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из 78 наименований и 5 приложений. Содержит 168 страниц, в том числе: 30 рисунков, 46 таблиц, 4 фотоснимка и 148 страниц основного текста.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **ВВЕДЕНИИ** обоснована актуальность проблемы создания эффективных, подтвержденных экспериментально расчетно-экспериментальных методов исследования изнашивания подшипниковых узлов скольжения коленчатых валов ДВС. Приведена общая характеристика работы.

ПЕРВАЯ ГЛАВА посвящена анализу возможностей современных теорий и методов определения износа применительно к условиям работы трибосопряжений «шейки-подшипники» КВ двигателя, по результатам которого сформулированы основные задачи исследований диссертации.

Изучение условий работы, а также причин и источников изнашивания подшипниковых узлов скольжения КВ показало, что итоговый износ поверхностей шеек и подшипников может формироваться в результате реализации различных видов изнашивания (окислительное, абразивное и ряд других). Это показали результаты исследований по данной проблеме, содержащиеся в работах Буше Н. А., Мохнаткина Э. М., Беленького А. Д., Нарских И. И., Захарова С. М., Загорянского Ю. А., Володина А. И., Бабаева Н. К. и других. Установлено, что на штатных режимах работы современных ДВС из всех возможных видов изнашивания существенным является только износ по причине усталостных процессов, развивающихся на рабочих поверхностях подшипниковых узлов, как правило, при граничном трении.

Вследствие отсутствия в настоящее время единой общепризнанной теории изнашивания практические инженерные расчеты на износ возможны лишь с помощью расчетно-экспериментальных методов ограниченной применимости, основанных на эмпирических зависимостях. Была рассмотрена возможность использования для прогнозирования скорости износа узлов трения ДВС следующих методов: усталостной теории износа (по Крагельскому И. В., Добычину М. Н., Комбалову В. С. и других); термофлуктуационной теории прочности (по Журкову С. Н., Ратнеру С. Б.); энергетической (по Флайшеру Г.) и структурно-энергетической теорий износа (по Погодаеву Л. И.). Кроме этого анализировались возможности подхода к расчёту износа сопряжений по Проникову А. С., основанному на усталостном представлении о процессе изнашивания; прогнозирования износа по методу фирмы «ИВМ»; метода оценки износа по статистическим данным и целый ряд экспериментальных методик определения износа.

Проведенный сравнительный анализ подходов для оценки изнашивания трибосопряжения «шейка-подшипник» КВ двигателя позволил сделать вывод, что построение метода расчетно-экспериментальной оценки изнашивания подшипниковых узлов коленчатого вала ДВС наиболее результативно может быть осуществлено в соответствии усталостной теорией износа (И. В. Крагельского), базирующейся на молекулярно-механической теории трения с использованием опыта эмпирических методик и подходов к оценке износов поверхностей.

На основании проведенного анализа были сформулированы цели и задачи настоящего исследования.

Во **ВТОРОЙ ГЛАВЕ** рассмотрены способы и проблемы математического моделирования следующих ключевых параметров, влияющих на процесс изнашивания подшипникового узла скольжения КВ ДВС: нагрузки в подшипниковом узле, параметры масла в рабочей зоне подшипника, толщины слоя смазки, определяющие наличие или отсутствие зон износа.

Процесс изнашивания поверхности за некоторый промежуток времени τ будем характеризовать величиной скорости ее изнашивания, в частности линейной скоростью изнашивания:

$$U_h = H / \tau = I_h \cdot L_{TP} / \tau, \quad (1)$$

где H – толщина изношенного слоя поверхности трения; $I_h = H / L_{TP}$ – безразмерная линейная интенсивность изнашивания; L_{TP} – путь трения.

Определение величин износа поверхности и скорости ее изнашивания с использованием соотношения (1) обуславливает необходимость предварительных расчетов по двум направлениям: отыскание I_h и L_{TP} . По опыту расчетов, в том числе проведенных и в настоящей работе, установлено, что интенсивность изнашивания зависит главным образом от давления в зоне контакта поверхностей: $I_h = I_h(p)$; а путь трения – от толщины масляной пленки в зоне контакта h_m , времени и скорости ω взаимного перемещения поверхностей пары трения: $L_{TP} = L_{TP}(h_m, \tau, \omega)$.

Давление в зоне контакта обусловлено действием внешних нагрузок на подшипниковый узел, изменяющихся в зависимости от угла поворота КВ режима работы ДВС. Определение нагрузок может быть осуществлено с помощью разработанных известных методик расчета динамики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя, где учитываются как действие давления газов, так и силы инерции движущихся масс механизма.

Для расчета длин путей трения в шатунных и коренных подшипниковых узлах необходимо определить зоны нарушения гидродинамического режима смазки во всем диапазоне режимов эксплуатации двигателя. С этой целью производится гидродинамический расчет подшипниковых узлов, включающий в себя расчет поля давлений в смазочном слое и траектории движения центра вала в подшипнике скольжения. Знание траектории движения вала позволяет найти величины h_m и при сопоставлении с минимально допустимой величиной толщины масляного слоя $[h_m]$ в итоге определить зоны контакта (износа). Величина $[h_m]$ определяется для конкретного узла трения с учетом ряда факторов, основными из которых в современных ДВС являются шероховатости рабочих поверхностей шейки и подшипника. Решение данной задачи было осуществлено с помощью усовершенствованной методики Захарова С. М., предусматривающей численное решение уравнения Зоммерфельда (обобщенного Рейнольдса) для нестационарно нагруженного подшипника в сочетании с решением уравнения баланса сил в подшипнике и уравнения энергии.

Возникающее деформирование подшипника при его работе может достигать величин соизмеримых с минимальной толщиной масляного слоя. Во избежание погрешностей, точный расчет подшипников скольжения ДВС должен строиться на решении задачи эластогидродинамики узла трения. Метод предусматривает расчет напряженно-деформированного состояния подшипника, осуществить который можно при помощи широко известного метода конечных элементов (МКЭ).

Расчеты нагруженности подшипниковых узлов и длин путей трения осуществляются для наиболее характерных режимов эксплуатационного цикла двигателя, определяемых его назначением.

ТРЕТЬЯ ГЛАВА посвящена построению методики расчетной оценки скорости изнашивания подшипниковых узлов скольжения коленчатых валов ДВС.

Поскольку с течением времени при износе узла изменяются зоны изнашивания и даже нагрузки в одних и тех же расчетных точках, то справедливо вести речь о скорости износа узла трения в определенном эксплуатационном интервале, устанавливаемом при расчете конкретного двигателя. При конструировании и доводке ДВС предлагается выполнять сравнительные расчеты по программе стандартного ездового цикла ЕЭК ООН, а также по программе испытаний двигателя на безотказность, разработанной и апробированной НАМИ.

Вследствие того, что изнашивание нестационарно-нагруженных подшипников коленчатых валов протекает под воздействием переменных давлений в зоне контакта поверхностей трения (рис. 1), то итоговый износ неравномерно распределяется по длине окружности трущихся поверхностей, то есть образует со временем работы узла так называемую диаграмму износа.

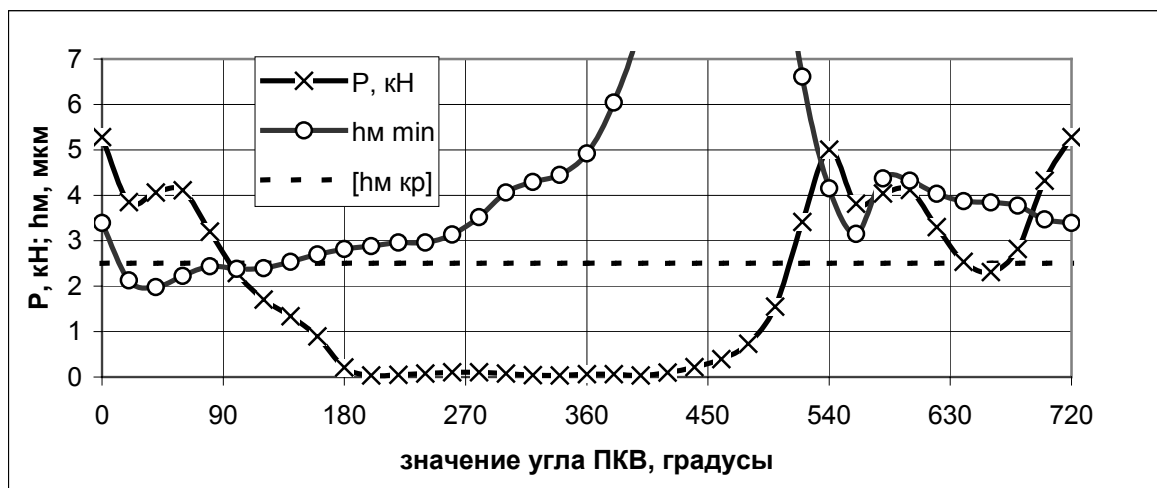


Рис. 1 Изменение нагрузки на 1-ой коренной шейке и толщины масляного слоя в подшипниковом узле за цикл работы ВАЗ-21083 (режим 100% нагрузки; $n=1000 \text{ мин}^{-1}$)

В расчетной модели изнашивания подшипниковых узлов ДВС неравномерность износа учитывается определением зональных (локальных) характеристик износа для различных положений КШМ по углу ПКВ за цикл работы двигателя (на расчетном шаге) на конкретном эксплуатационном режиме. Расчеты на износ выполняются после предварительных расчетов по следующей цепочке:

- индикаторные (газовые) нагрузки;
- нагрузки в КШМ;
- эпюра давления в смазочном слое;
- толщины смазочного слоя в контактной зоне сопряжения.

Численное определение зональных характеристик изнашивания на каждом расчетном шаге включает в себя следующие четыре этапа. Первым этапом численной схемы предусмотрен расчет контактных параметров в зоне соприкосновения поверхностей: определение используемых в усталостной теории изнашивания номинальных и контурных площадей и соответствующих им давлений в зависимости от внешней нагрузки (по результатам расчета динамики КШМ). Второй этап – выбор в зависимости от условий контакта соотношения и расчет зональных величин I_h . Опыт расчетов показал, что для подшипниковых узлов большинства современных

ДВС интерес в основном представляет расчет усталостного износа при граничном трении при упругом контакте. Для наиболее распространенного ненасыщенного упругого контакта $0 \leq p_c \cdot (1 - \mu_m^2) / E_m \leq 6 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\Delta_m}$ и при условии, что твердость вала выше твердости подшипника, линейная интенсивность изнашивания рабочей поверхности вкладышей подшипника:

$$I_{hn} = \left[\frac{0,34 \cdot (k_m)^{t_m} \cdot (1 - \mu_m^2) \cdot P_c}{\sigma_{B_m}^{t_m} \cdot E_m} \right] \cdot \left[\tau_{0,m} + 0,5 \cdot \beta_m \frac{p_c^{\frac{1}{5}} \cdot E_m^{\frac{4}{5}} \cdot \Delta_m^{\frac{2}{5}}}{(1 - \mu_m^2)^{\frac{4}{5}}} \right]^{t_m},$$

где p_c – контурное контактное давление; E_m – модуль упругости (модуль Юнга) менее жесткого материала трущейся пары; μ_m – коэффициент Пуассона менее жесткого материала трущейся пары; k_m – коэффициент эластичности (хрупкости) материала подшипника; t_m – показатель кривой усталости для подшипника; σ_{B_m} – предел прочности на разрыв материала подшипника; $\tau_{0,m}$, β_m – фрикционные характеристики подшипника при данных условиях работы (зависят от условий смазывания); Δ_m – безразмерный параметр шероховатости истирающей поверхности.

Интенсивность изнашивания шейки вала определяется по соотношению:

$$I_{h\sigma} = \left(1 + \frac{(1 - \mu_m^2) \cdot E_m}{(1 - \mu_m^2) \cdot E_m} \right)^{\frac{-t_m \cdot (1 + \beta_m)}{2}} \cdot I_{hn}$$

Третий этап – определение L_{TP} . Путь трения для заданного скоростного режима работы двигателя n_∂ и времени работы двигателя на режиме τ_∂ :

$$L_{TP} = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot \xi \cdot n_\partial \cdot \tau_\partial,$$

где $\xi = l_{изн} / l_{цикла}$ – относительная цикловая протяженность зон износа, равная отношению цикловой протяженности зон износа к пути за цикл.

Четвертый этап расчета – определение величин зональных по углу ПКВ скоростей износа (в соответствии с выражением (1)) и собственно величин износа поверхностей, соответствующих времени работы двигателя на расчетном режиме.

Для обобщения картины изнашивания рабочих поверхностей при работе узла на различных эксплуатационных режимах, необходимо выполнить вычисления для всех интересующих режимов работы ДВС. Износ поверхности за некоторое время наработки двигателя оценивается путем суммирования для каждой расчетной зоны

величин их износов по режимам работы с учетом весовых коэффициентов, определяемых на основании среднестатистического времени работы двигателя на расчетном режиме в общем эксплуатационном цикле.

В **ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ** проанализированы возможности экспериментального обоснования разработанной расчетно-экспериментальной методики оценки скорости износа подшипников скольжения КВ поршневых ДВС, приведено описание испытательных стендов и оборудования, программы экспериментальных исследований скоростей накопления продуктов износа, их результаты.

Экспериментальная проверка работоспособности расчетно-экспериментальной методики проведена на основе данных, полученных в ходе стендовых испытаний семи ДВС. В качестве объектов исследований были выбраны автомобильные двигатели: ВА3-2108 (4Ч 7.6/7.1) и ВА3-21083 (4Ч 8.2/7.1) производства ОАО «АвтоВАЗ»; ЗМЗ-4021.10 (4Ч 9.2/9.2) производства ОАО «Заволжские моторы»; и мотоблочный двигатель ДМ-1к (1Ч 7.6/7.0), произведенный ОАО «Красный Октябрь – Нева». Моторные испытания двигателей проводились на испытательных стендах лаборатории кафедры ДВС СПбГПУ. Программа ускоренных трибологических испытаний построена в соответствии с ГОСТ 14846-81. Режимы работы двигателя и суммарная длительность испытаний рассчитывались для каждого двигателя таким образом, чтобы за ограниченное время (25...50 моточасов) мог быть получен значимый износ подшипниковых узлов. Для этого из общего спектра эксплуатационных режимов выбирались рабочие режимы с максимальной протяженностью зон нарушения гидродинамики и максимальных скоростей износа.

В методике использовался интегральный способ оценки скорости изнашивания деталей ДВС на основании спектрального анализа проб масла, отобранных на различных стадиях испытаний. Подобный способ измерений не требует доведения двигателя до состояния катастрофического износа. Кроме того, в этом случае предоставляется возможность оценки динамики изменения скорости износа без промежуточной разборки двигателя. Спектральный анализ проводился в сертифицированной лаборатории «Экоавтотранс» (Санкт-Петербург) на установке МФС-7 в соответствии с ГОСТ 20759-75. Результатом анализа является получение набора данных количественного содержания в испытуемой пробе масла различных химических элементов.

По изменению концентрации *характерного* химического элемента поверхности трения за период испытаний ДВС массовая скорость изнашивания этой поверхности:

$$U_G = (\Delta G_i \cdot \zeta_i \cdot G_M) / \Delta \tau = U_{Gi} \cdot \zeta_i \cdot G_M, \quad (2)$$

где ΔG_i , U_{Gi} , ζ_i , – соответственно изменение концентрации, скорость накопления в моторном масле и доля содержания данного i -го элемента в материале поверхности трения; G_m – масса моторного масла в двигателе; Δt – время наработки узла трения (двигателя) между отборами проб масла.

Для двигателей ВАЗ и ЗМЗ, имеющих вкладыши подшипников КВ из антифрикционного алюминиевого сплава по данным изготовителя, характерным (входящим лишь в состав материала этих деталей) элементом является олово.

ПЯТАЯ ГЛАВА содержит описание и результаты исследования подшипниковых узлов двигателей ДМ-1к, ВАЗ-2108, ВАЗ-21083 и ЗМЗ-4021.10 на износ в соответствии с разработанным расчетно-экспериментальным методом, результаты сопоставления данных расчетов и экспериментально полученных характеристик износа и выводы о работоспособности разработанной модели.

Численное исследование указанных ДВС проведено с учетом реального состояния (степени износа) опор коленчатого вала согласно результатам микрометрирования подшипниковых узлов, осуществленное при проведении испытаний двигателей на скорость накопления продуктов износа их трибологических сопряжений. Расчеты проводились для всего спектра эксплуатационных режимов двигателей. В итоге для всех шеек и подшипников коленчатого вала каждого исследуемого ДВС были получены параметры их нагруженности, минимальных толщин слоя смазки и протяженности зон с нарушением режима гидродинамического трения. Представленные графики (рис. 2) позволяют заметить то обстоятельство, что зоны износа неодинаково распределены по эксплуатационным режимам для разных подшипниковых узлов (за исключением шатунных). Это объясняется различной нагруженностью опор, усугубляемой со временем работы и различной степенью и формой износа поверхностей, хорошо известной из практики эксплуатации ДВС.

Опираясь на полученные результаты, осуществлено расчетное определение зональных и интегральных характеристик износа рабочих поверхностей опор коленчатых валов исследуемых ДВС в соответствии с разработанной методикой. Рассматривая результаты расчетов зональных интенсивностей (рис. 3: 1-а и 1-б) и величин износа (рис. 3: 2-а и 2-б) рабочей поверхности одного из исследуемых подшипниковых узлов двигателя ВАЗ-21083, можно увидеть, как в методике происходит учет формирования диаграммы износа. На разных скоростных и нагрузочных режимах изнашивание с разной интенсивностью происходит на одних и тех же углах ПКВ, что обуславливает итоговую неравномерность износа поверхности.

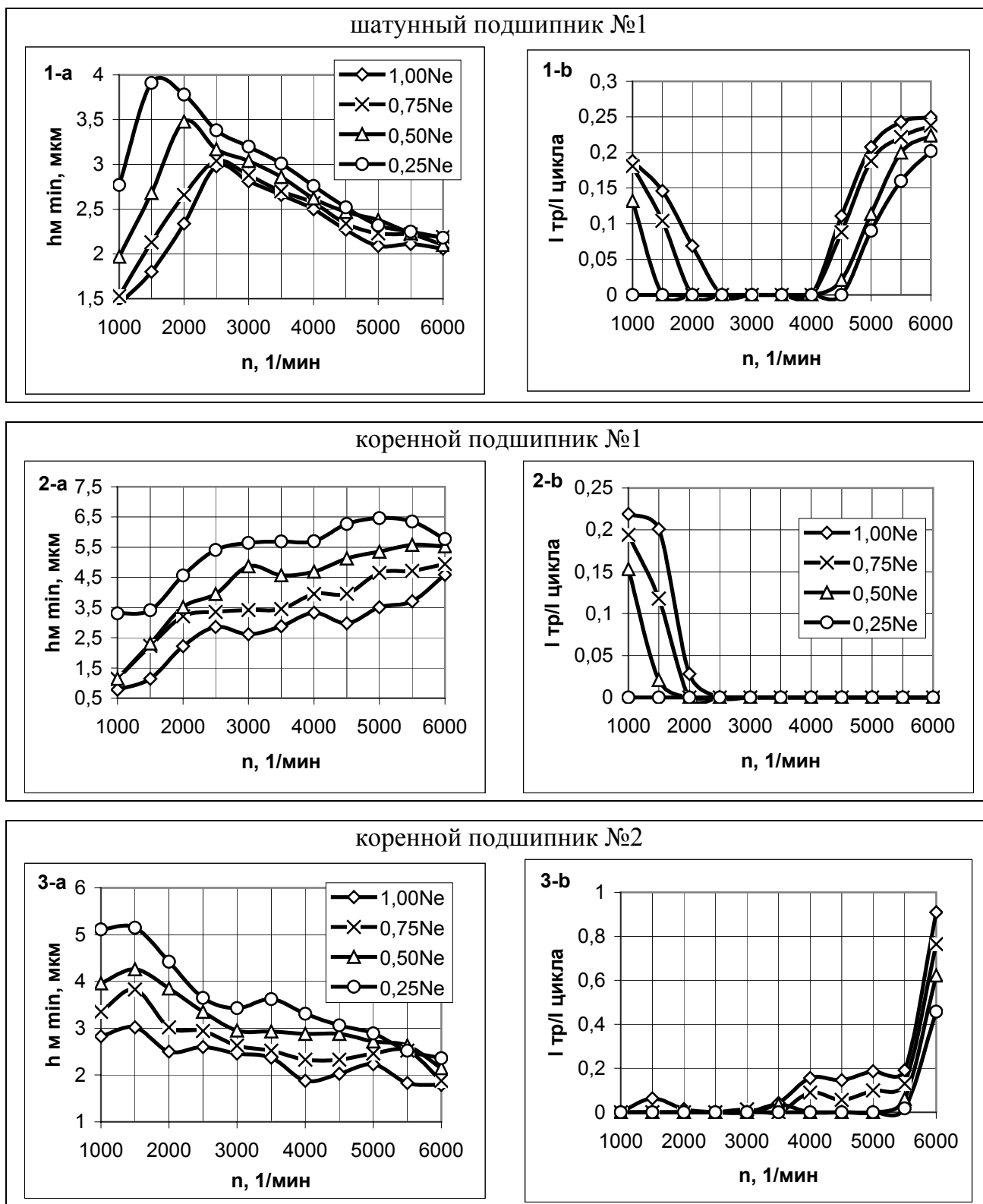


Рис. 2 Цикловые минимальная величина масляного слоя (1-а, 2-а, 3-а) и относительная протяженность зон изнашивания (1-б, 2-б, 3-б) в подшипниках двигателя ВАЗ-21083 на различных эксплуатационных режимах

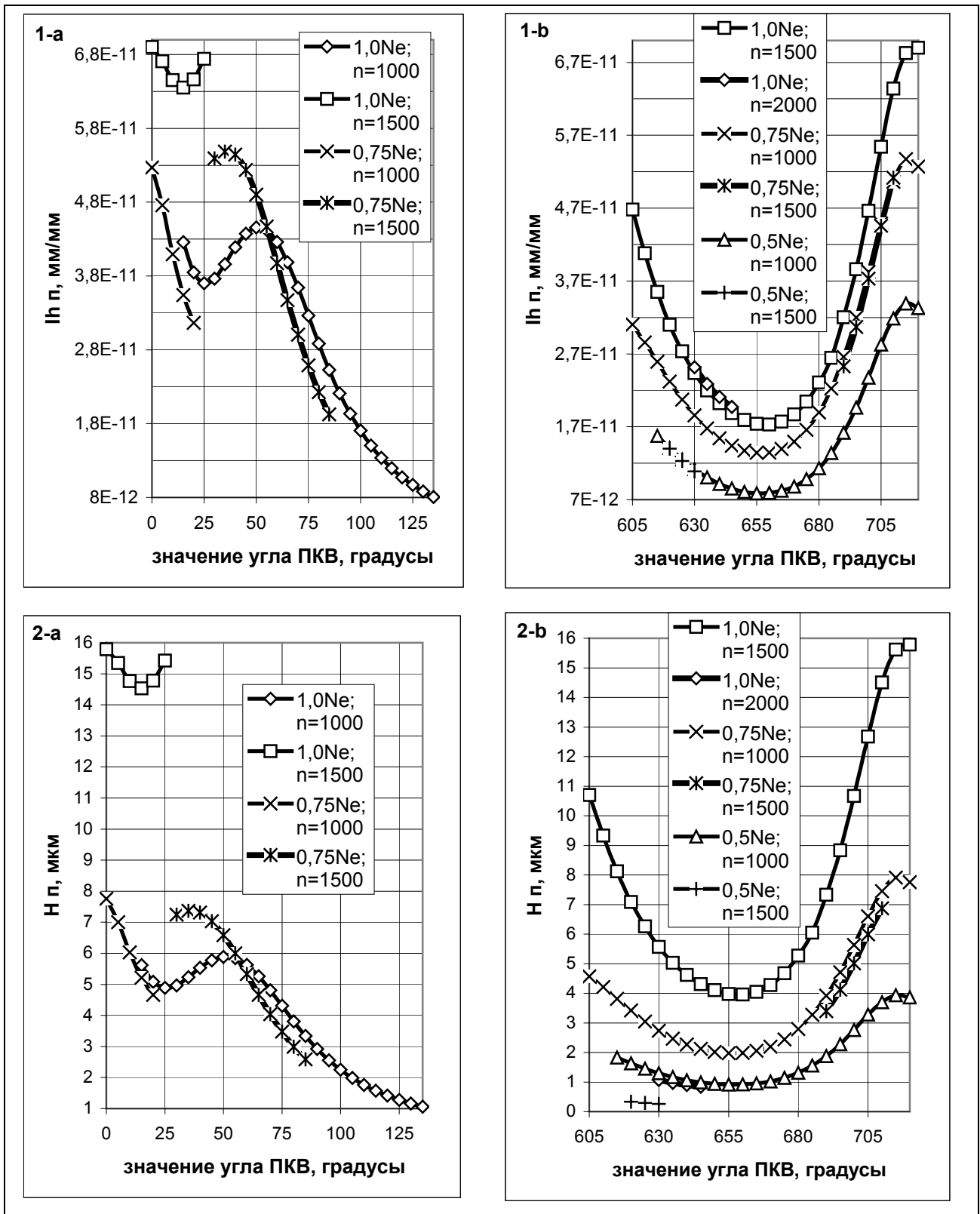


Рис. 3 Зональные интенсивности изнашивания (1-а, 1-б) и зональные толщины изношенного материала (2-а, 2-б) 1-го коренного подшипника двигателя ВАЗ-21083 на различных эксплуатационных режимах за 40 часов наработки

Проверка достоверности результатов численного определения характеристик износа выполнена путем их сопоставления с данными, полученными по итогам спектрального анализа проб моторного масла и пересчитанного в массовую скорость износа по формуле (2). В свою очередь пересчет расчетных зональных величин износа в массовую скорость изнашивания подшипников ДВС осуществлен по следующему соотношению:

$$U_{Gm} = l_m \cdot \frac{30 \cdot \omega_{np} \cdot \Delta\alpha}{n_{\partial}} \cdot \sum_{\alpha} \Delta H_m \cdot d_m$$

где l_m – длина рабочей части шейки (длина подшипника); d_m – диаметр шейки вала (подшипника) на шаге по углу ПКВ; $\omega_{np} = \omega + \omega_1$ – приведенная скорость вращения (взаимного перемещения) поверхности шейки ω и подшипника ω_1 ; $\Delta\alpha$ – шаг расчета по углу ПКВ; n_{∂} – частота вращения КВ двигателя; ΔH_m – глубина изношенного слоя по углу ПКВ.

Для всех рассматриваемых в работе ДВС итоговые результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных представлены в Таблице.

Таблица. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных величин массовых скоростей изнашивания подшипниковых узлов различных ДВС

Двигатель (серия испытаний)	$\sum U_{G\epsilon}^p$, мг/ч	$\sum U_{Gn}^p$, мг/ч	$\sum U_{Gn}^3$, мг/ч	$\delta(\sum U_{Gn})$, %
ДМ-1к	0,029	0,327	0,297	- 10,10
ЗМЗ-4021.10 (I)	0,856	9,754	10,960	11,0
ЗМЗ-4021.10 (II)	1,474	16,835	15,350	- 9,67
ВАЗ-21083 (I)	0,254	2,899	3,288	11,83
ВАЗ-21083 (II)	0,308	3,514	3,196	- 9,95
ВАЗ-2108 (I)	0,098	1,123	1,245	9,8
ВАЗ-2108 (II)	0,132	1,504	1,352	- 11,24
$\sum U_{G\epsilon}^p$, $\sum U_{Gn}^p$ – интегральные расчетные величины скоростей износа шеек вала и подшипников (вкладышей); $\sum U_{Gn}^3$ – скорость изнашивания подшипников по данным эксперимента: $\delta(\sum U_{Gn}) = \left(1 - \sum U_{Gn}^p / \sum U_{Gn}^3\right) \cdot 100\%$ – относительная ошибка определения расчетной величины скорости изнашивания				

В последнем столбце Таблицы приведены расхождения в процентах между расчетными и экспериментальными величинами скоростей изнашивания

подшипников КВ всех исследуемых в настоящей работе ДВС. Видно, что различие не превышает 12% по абсолютной величине. Это позволяет сделать вывод о том, что предложенная расчетно-экспериментальная методика работоспособна и дает достоверные результаты.

В **ШЕСТОЙ ГЛАВЕ** приведены описание и результаты параметрического анализа конструкции шатунного подшипника двигателя ДМ-1к, выполненного с целью разработки рекомендаций по улучшению условий его работы: уменьшения потерь на трение и увеличения срока службы.

Исходной точкой для анализа послужили результаты расчетов базового варианта конструкции шатунного подшипника ДМ-1к, выполненные в рамках расчетно-экспериментального исследования с помощью разработанной методики настоящей диссертации. Результаты расчетов базового варианта показали, что подшипник этого двигателя, конструктивно выполненный в виде выточки непосредственно в теле шатуна (без вкладышей) и имеющий штатный вид смазывания разбрызгиванием масла, работает в весьма неблагоприятных условиях: 1 – значения средней нагрузки доходят до (40...50) бар, амплитудной на проекцию подшипника – до (200...260) бар на форсированных режимах работы двигателя; 2 – маслоподводящая канавка, находящаяся в плоскости косоугольного разреза шатуна с крышкой заведомо находится в высоконагруженной зоне подшипника и способствует снижению его несущей способности.

Для выработки рекомендаций по улучшению условий работы подшипникового узла было проведено расчетное исследование влияния следующих параметров шатунного подшипника на характеристики его работы: длины рабочей поверхности, конструктивное исполнение и расположение маслораспределительных устройств для прямого и косоугольного исполнения разъемов шатуна и крышки, установочного радиального зазора.

В результате проведенного параметрического анализа с использованием разработанной расчетно-экспериментальной методики были выявлены варианты значений рассматриваемых параметров, позволяющие уменьшить зоны с нарушением гидродинамического трения и снизить скорость износа в среднем на (30-35)% от базового варианта.

ВЫВОДЫ

В настоящей диссертации в соответствии с поставленными задачами исследования проведено расчетно-экспериментальное моделирование процессов износа подшипников скольжения коленчатых валов ДВС. По результатам проведенных экспериментальных и численных исследований могут быть сделаны следующие основные выводы:

1. Согласно современным представлениям в подшипниках скольжения КВ ДВС, работающих в условиях нестационарного нагружения, реализуются различные виды изнашивания (окислительное, абразивное и ряд других), но основная доля износа приходится на усталостное изнашивание при трении сопряженных поверхностей.
2. Разработанная расчетно-экспериментальная методика оценки скорости изнашивания подшипниковых узлов КВ ДВС базируется на закономерностях усталостной теории износа (по И. В. Крагельскому) и молекулярно-механической теории трения.
3. В предложенной расчетно-экспериментальной методике оценки скорости износа учитывается как неравномерность износа рабочих поверхностей подшипника скольжения, так и непостоянство интенсивности изнашивания во времени, заложены возможности учета влияния деформирования подшипника на процесс его изнашивания.
4. Скорость изнашивания поверхностей трения подшипников скольжения КВ поршневых ДВС зависит от множества различных факторов, из которых ключевые определяются следующими группами параметров:
 - нагрузки в сопряжении;
 - зоны трения, возникающие вследствие действия этих нагрузок;
 - параметры смазки в сопряжении;
 - макро- и микрогеометрия узла трения;
 - режимы и продолжительность работы ДВС на этих режимах.
5. Длительность испытаний двигателя, направленных на определение динамики процесса изнашивания и экспериментальных величин скоростей износа его трибологических узлов, может быть сокращена использованием ускоренного метода испытаний, включающего в себя преимущественно режимы с нарушением гидродинамического вида трения.

6. Экспериментальное определение скоростей износа и тем самым установление динамики изнашивания подшипников ДВС без нарушения их целостности за период испытаний возможно с помощью метода спектрального анализа проб масла при наличии и известном процентном содержании химических элементов, входящих в состав материала рабочих поверхностей только этих узлов трения двигателя.
7. Проведенные сопоставления экспериментально полученных величин интегральной скорости изнашивания подшипников скольжения и результатов расчетов целого ряда ДВС позволяет сделать вывод о правильности и обоснованности предложенной методики.

В ходе работы получены следующие основные результаты:

1. На основании молекулярно-механической теории трения и усталостной теории изнашивания разработана расчетно-экспериментальная методика оценки скорости износа адаптированная к подшипникам скольжения коленчатых валов поршневых ДВС.
2. Проведено экспериментальное исследование скорости накопления продуктов износа двигателей ДМ-1к, ВАЗ-2108, ВАЗ-21083, ЗМЗ-4021.10 и получен набор экспериментальных данных, характеризующих динамику изнашивания подшипников КВ перечисленных ДВС.
3. Произведено расчетно-экспериментальное исследование процессов износа подшипников КВ перечисленных выше двигателей. Получены локальные и интегральные характеристики процесса изнашивания их подшипниковых узлов коленчатого вала.
4. Осуществлено сопоставление величин скоростей изнашивания подшипников скольжения ДВС, полученных экспериментально и с помощью разработанной расчетно-экспериментальной методики, которое подтвердило адекватность расчетно-экспериментальной модели физической картине происходящих процессов изнашивания в изучаемых узлах трения.
5. С помощью разработанного метода выполнен параметрический анализ конструкции и сформулированы рекомендации по улучшению условий работы шатунного подшипника двигателя ДМ-1к.

Список опубликованных работ по теме диссертации

1. Григорьев А. Н., Шабанов А. Ю., Черепанов Д. А. Анализ применимости различных моделей износа к условиям работы трибологических сопряжений ДВС. // Материалы межвузовской научной конференции в рамках XXVIII Недели науки СПбГТУ. Часть I. СПб, Изд-во СПбГТУ, 2000, с. 96-98.
2. Григорьев А. Н., Шабанов А. Ю., Черепанов Д. А. Расчетные методы и проблемы прогнозирования износа трибологических сопряжений ДВС. // XXX Юбилейная Неделя науки СПбГТУ. Ч. III. Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2002, с. 7-9.
3. Григорьев А. Н., Шабанов А. Ю., Черепанов Д. А. Проблемы определения длин путей трения в трибологических сопряжениях ДВС. // XXX Юбилейная Неделя науки СПбГТУ. Ч. III. Материалы межвузовской научной конференции. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2002, с. 9-11.
4. Шабанов А. Ю., Зайцев А. Б., Григорьев А. Н., Черепанов Д. А. Методика оценки влияния состояния поверхностей трения ДВС на параметры технического состояния двигателя. // Триботехника на железнодорожном транспорте. Труды второго международного симпозиума по транспортной триботехнике «Транстрибо – 2002», СПб, 2002, с. 194-202.
5. Шабанов А. Ю., Зайцев А. Б., Черепанов Д. А. О некоторых проблемах, возникающих при обработке бензиновых двигателей геомодификаторами трения. // Проблемы восстановления технологического оборудования. Труды конференции – апрель 2003 года, СПб, 2003, с. 25-32.
6. Шабанов А. Ю., Черепанов Д. А. Развитие расчетно-экспериментального метода прогнозирования износа трибологических сопряжений двигателей внутреннего сгорания. // Сборник «Труды лесоинженерного факультета ПетрГУ» №4 2002 года, Петрозаводск, 2003, с. 34-36.х