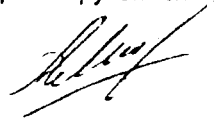


На правах рукописи



МАСЛОВ Андрей Петрович

**ПОВЫШЕНИЕ
ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДИЗЕЛЕЙ
ОПТИМИЗАЦИЕЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕЙ**

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Челябинск

1999

Работа выполнена на кафедре «Тракторы и автомобили» Челябинского ордена Трудового Красного Знамени агроинженерного университета и кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – доктор технических наук,
профессор Суркин В.И.

Научный консультант – кандидат технических наук,
доцент Рождественский Ю.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Лазарев Е.А.,
кандидат технических наук,
с.н.с. Языков А.Е.

Ведущее предприятие – Государственный научно-исследовательский институт промышленных тракторов.

Защита диссертации состоится 30 июня 1999 г., в 14 часов, на заседании диссертационного совета К 053.13.02 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г.Челябинск, пр.им.В.И.Ленина 76.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью учреждения, просим направлять по вышеуказанному адресу ученому секретарю совета канд. техн. наук, доценту Жесткову В.В.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан « ___ » _____ 1999 г.

Ученый секретарь диссертационного совета К 053.13.02,
канд. техн. наук, доцент Жестков В.В.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. К основным показателям технического уровня ДВС (двигателей внутреннего сгорания) принято относить экономичность по топливу и смазочному маслу, долговечность, шум и вибрацию. Эти показатели в значительной степени зависят от конструкции цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), профиля поверхности поршня, зазора между поршнем и цилиндром и ряда других факторов. Они во многом определяют трибологические потери сопряжения «поршень – цилиндр» – потери мощности на трение и расход смазки на угар.

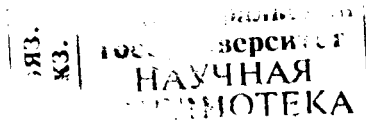
Известные методы расчетных и экспериментальных исследований не позволяют в полной мере оценить влияние на показатели технического уровня ДВС основных геометрических параметров поршня: отношение длины поршня и юбки, диаметрального зазора, координат расположения поршневого пальца и центра тяжести к диаметру цилиндра, а также температурной деформации сопряжения «поршень – цилиндр», параметров профиля юбки поршня. Недостаточно разработаны методы гидродинамического расчета и расчета динамики профилированных поршней в цилиндрах, что приводит к выбору геометрических параметров поршня без необходимого обоснования и не обеспечивает режима жидкостного трения в сопряжении «поршень – цилиндр».

Повышение технического уровня дизелей обеспечением жидкостного режима трения в сопряжении «поршень – цилиндр» способствует повышению механического КПД двигателей. Оптимизация геометрических параметров поршня с одновременным уменьшением монтажного зазора между поршнем и цилиндром позволяют снизить расход смазочного масла на угар, повысить долговечность ЦПГ, уменьшить уровень шума и вибрации, прорыв газов в картер двигателя, что способствует снижению окисляемости смазочного масла.

Таким образом, разработка методологии профилирования поверхности поршня оптимизацией его геометрических параметров с учетом влияния температуры деталей сопряжения и гидродинамики смазочного слоя представляет актуальную научно-практическую задачу.

Цель исследования заключается в повышении технического уровня дизелей за счет совершенствования конструкции поршня на основе оптимизации его геометрических параметров.

Объектом исследований являются процессы, происходящие в сопряжении «поршень – цилиндр» ДВС, проявляющиеся в нелинейных колебаниях поршня под действием переменных нагрузок и гидродинамических сил смазочного слоя.



Предметом исследований является система «поршень – смазочный слой – цилиндр», от совершенства которой во многом зависят показатели технического уровня дизелей: экономичность по расходу топлива и масла, долговечность, уровень шума и вибрации.

Гипотеза исследований. Предполагалось, что за счет применения асимметричного профиля направляющей части и рациональных геометрических параметров поршня будет обеспечен жидкостный режим трения между юбкой поршня и цилиндром на всем протяжении цикла работы двигателя, снизятся потери на трение, а за счет уменьшения монтажного зазора – расход масла на угар, шум и вибрация.

Для достижения указанной цели, на основании выдвинутой гипотезы, были поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработать расчетно-экспериментальную методику исследования динамики поршня с учетом смазочного слоя, разделяющего поверхности трения, тепловой деформации поршня и цилиндра, различных видов профиля юбки и величины геометрических параметров поршня.

2. Разработать методику оптимизации геометрии асимметричного профиля направляющей части поршня, реализовать ее и исследовать трибологические потери в сопряжении «поршень – цилиндр» для различных типов двигателей.

3. Разработать рекомендации по выбору рациональных геометрических параметров поршня, обеспечивающих, совместно с оптимальным профилем юбки, повышение технического уровня дизелей.

Методологической основой исследований служили основные положения гидродинамической теории смазки, методы расчета динамики двигателя, термоупругости, многопараметрической оптимизации.

Методы исследований. Для реализации задач и достижения поставленной цели в работе использовались: *теоретический анализ*, основанный на решении системы уравнений динамики поршня с использованием методов гидродинамической теории смазки и методов оптимизации; *экспериментальные исследования*, базирующиеся на методах измерения траектории движения поршня в цилиндре двигателя, эпюр гидродинамических давлений и теплового состояния поршня и цилиндра, а также ГОСТированных методов стендовых испытаний двигателей.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1. Сформулированы принципы проектирования направляющей части поршня, базирующиеся на идее применения профиля, асимметричного относительно продольной оси поршня и учете теплового состояния дета-

лей ЦПГ, динамики поршня и гидродинамики смазочного слоя в сопряжении «поршень – цилиндр».

2. Разработанная методика оптимизации геометрии направляющей части поршня, полнее и точнее учитывает факторы, влияющие на работу сопряжения «поршень – цилиндр», и позволяет разрабатывать конструкции поршня с низкими трибологическими потерями.
3. Обоснованы параметры поршня, обеспечивающие, совместно с оптимальным асимметричным профилем направляющей части, снижение трибологических потерь в ЦПГ дизеля.

Практическая ценность. Разработанные расчетно-экспериментальные методы анализа гидродинамических параметров системы «поршень – смазочный слой – цилиндр» и методы оптимизации дают возможность, за счет выбора рациональных геометрических параметров поршня, при конструировании и модернизации ЦПГ ДВС, существенно уменьшить трибологические потери.

Реализация результатов работы. Разработанные математические модели реализованы в пакете прикладных программ «Орбита – Поршень» (зарег. в РОСАПО №950326 от 19.09.95г.), нашедшие применение в практике проектирования и доводки цилиндро-поршневой группы ДВС. Созданы конструкции поршней с асимметричным профилем поверхности (патент №1590596 от 06.06.88г, патент №2095603 от 08.08.95г), позволяющие уменьшить расход топлива в дизелях в среднем на 2...5 %/кВт.ч, уменьшить расход масла на угар в 1,5...2 раза, что подтверждено сравнительными испытаниями опытных и серийных поршней на двигателях Д-160 (ЧН 14,5/20,5), 8ДВТ-330 (ЧВН 15/16), «Уралец» (В2Ч 8,2/7,8). Результаты работы внедрены на Волгоградском моторном заводе (г.Волгоград), в ОАО «Челябинский тракторный завод» (г.Челябинск), АО «Барнаултрансмаш» (г.Барнаул). По результатам исследований, совместно с НИКТИД (г.Владимир) разработан проект отраслевой методики Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения «Методика профилирования образующей юбки поршня ДВС».

Апробация работы. Результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции «Трение и смазка в машинах» (г.Челябинск 1983г.), на Всесоюзной научно-технической конференции «Теория и практика рационального использования горюче-смазочных материалов и рабочих жидкостей» (г.Челябинск 1985, 1986г.г.), а также на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского Ордена трудового Красного Знамени агроинженерного университета 1981...1984, 1990, 1994...1996, 1998, 1999г.г.; Южно-Уральского Государственного университета

1982...1984, 1996...1999г.г.; Волгоградского политехнического института 1985, 1987г.г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 печатных работ, получено два авторских свидетельства и два патента.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 158 страницах машинописного текста, в том числе содержит 65 графиков, 12 таблиц, включает введение, пять глав, выводы, список литературы из 142 наименований (в том числе 32 на иностранных языках), приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, ее научная новизна, цель и задачи исследования, дается общая характеристика работы, формулируются основные научные положения, выносимые на защиту.

В первой главе анализируются работы, посвященные проблеме повышения технического уровня трибосистемы «поршень – смазочный слой – цилиндр». В ее решение большой вклад внесли отечественные и зарубежные исследователи: Алексанян А.М., Белицкий М.С., Боуден Ф.П., Генка Б.К., Гинзбург Б.Я., Григорьев Е.А., Керчер Б.М., Костров А.В., Лазарев Е.А., Миронов Г.Н., Назаров А.Д., Никишин В.Н., Панкратова Н.П., Петров Н.Н., Попов В.Н., Прокопьев В.Н., Пикен Х., Путинцев С.В., Рождественский Ю.В., Рык Г.М., Стейдл В., Стрельцов А.И., Суркин В.И., Такэо М, Токарь И.Я., Фурухама С., Хаддат С.Д., Четошников В.И., Юшенко А.А. и др.

Анализ показал, что, несмотря на большое количество разработанных математических моделей, описывающих динамику поршня в цилиндре двигателя, они не обеспечивают получение достаточной информации, необходимой для расчета параметров трибосистемы «поршень – смазочный слой – цилиндр». Не разработаны и методы оптимального проектирования системы, учитывающие динамику поршня, геометрию смазочного слоя, базирующиеся на критериях максимума несущей способности, минимума расхода смазки и потерь мощности на трение.

Известные по литературным данным экспериментальные методы не позволяют проводить комплексные исследования термодинамических параметров сопряжения и требуют дальнейшего развития.

Обзор литературы выявил большое количество технических решений, связанных с профилированием юбки поршня. Однако, предлагаются в основном конструкции симметричного профиля юбки поршня, следовательно не учитывается асимметричный характер нагрузок, действующих на поршень.

Вышеуказанное позволило сформулировать задачи исследований и пути их решения.

Вторая глава посвящена обоснованию расчетной схемы трибосистемы «поршень – смазочный слой – цилиндр» и математической модели, позволяющей рассчитывать динамику поршня при его движении (рис. 1) на смазочном слое.

Скорость W , ускорение j , сила инерции P_j поступательного движения поршня вдоль оси OZ и реакция шатуна R_{Σ} определялись из уравнений:

$$\begin{aligned} R_x - (P_z + P_j) \operatorname{tg} \beta &= 0; \\ (P_z + P_j)(e_n + e_d) - P_{j_c} - M_y &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

где $M_y = R_x b^*$.

Реакция смазочного слоя R_x и момент M_y , являющиеся функциями положения поршня e, γ и его скоростей $\dot{e}, \dot{\gamma}$, находились из соотношений гидродинамической теории смазки

$$R_x = \iint_S p R \cos \varphi d\varphi dZ; \quad M_y = \iint_S p R (Z + b^*) \cos \varphi d\varphi dZ, \quad (2)$$

где φ – окружная координата; $p(\varphi, Z)$ – гидродинамическое давление в точке смазочного слоя с координатами (φ, Z) ; S – область интегрирования (несущая область смазочного слоя), R – радиус цилиндра.

Распределение гидродинамического давления в смазочном слое определялось интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6 \mu_p R^2 \left(W \frac{\partial h}{\partial Z} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right), \quad (3)$$

где $h = h^* - (e \cos \varphi + Z \operatorname{tg} \gamma)$ – толщина смазочного слоя; t – время; μ_p – динамический коэффициент вязкости; h^* – толщина смазочного слоя при центральном положении поршня в цилиндре, являющаяся функцией геометрии профиля направляющей части поршня.

Граничные условия для давлений задавались в виде условий Свифта-Штибера:

$$p(\varphi, \pm B/2) = 0; \quad p(\varphi, Z) = p(\varphi + 2\pi, Z); \quad p(\varphi, Z) \geq 0. \quad (4)$$

Поскольку форма профиля поршня овально-бочкообразная, функция $h(\varphi, Z)$ в уравнении (3) в известной мере произвольна, поэтому возможно только его численное решение. Интегрирование обобщенного уравнения (3) выполнялось методом конечных разностей на последовательности сеток.

По найденному распределению давления определялись важнейшие характеристики смазочного слоя: число Зоммерфельда So , коэффициент со-

противления движению поршня ξ , коэффициент расхода смазочной жидкости q_1 в направлении камеры сгорания.

Для решения системы уравнений (1) использовался метод, основанный на формулах дифференцирования назад (ФДН) второго порядка. По результатам расчета траектории геометрического центра юбки определялись гидродинамические параметры сопряжения: наименьшая $\inf h_{\min}$ и средняя за цикл \bar{h}_{\min} толщины смазочного слоя, наибольшее $\sup P_{\max}$ и среднее за цикл \bar{P}_{\max} гидродинамические давления, потери мощности на преодоление сопротивления движению поршня \bar{N} , расход смазки в направлении камеры сгорания \bar{Q}_1 . Эти параметры характеризуют износостойкость, долговечность, безотказность трибосопряжения «поршень – цилиндр», расход масла на угар.

Разработанный алгоритм интегрирования уравнения (1), в сочетании с многосеточным методом решения уравнения Рейнольдса (3), обеспечил устойчивость процедуры расчета траектории поршня в цилиндре при сравнительно большом шаге интегрирования. Это позволило применить разработанную методику в многовариантных расчетах и при оптимизации геометрии профиля направляющей части поршня.

Решение задачи оптимизации выполнялось в три этапа. Вначале, рассчитывалась траектория движения поршня с исходным профилем юбки. Затем, для наиболее «опасных» точек траектории, то есть точек, где определялись характеристики смазочного слоя и оптимизировался профиль юбки. В заключение, вновь рассчитывалась траектория движения поршня с измененным профилем. При неудовлетворительных результатах процесс оптимизации повторялся.

Для описания профиля юбки поршня предложено аппроксимирующее выражение

$$\delta h^{*(i)} = k^{(i)} h_0 \left(Z^i - m^{(i)} \right)^{l_i}, \quad (6)$$

где δh^* – отклонение профиля от цилиндрической поверхности; Z – безмерная осевая координата; h_0 – радиальный зазор; k, l, m – коэффициенты, характеризующие профиль юбки поршня; $i = 1, 2$ – номера, соответствующие левой и правой сторонам юбки поршня.

Профиль поршня определялся с учетом его тепловых деформаций, рассчитываемых с помощью метода конечных элементов.

Задача выбора профиля юбки поршня решалась как задача параметрической оптимизации. При этом, неизвестными являлись коэффициенты ап-

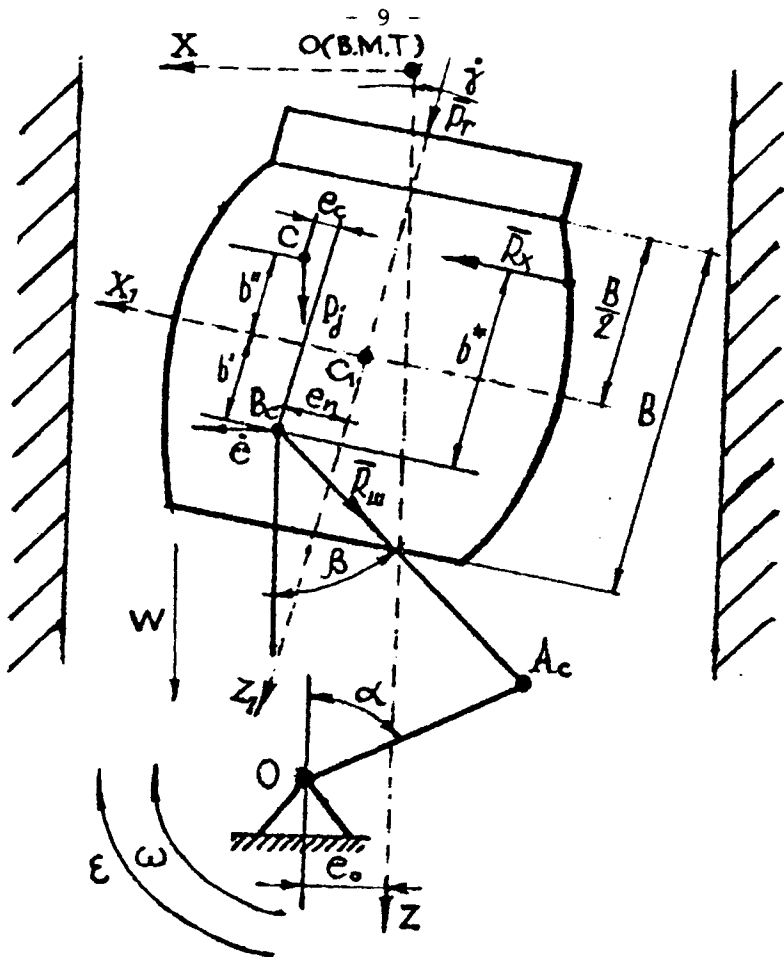


Рис. 1. Расчетная схема трибосопряжения

проксимирующего выражения профиля k, l, m , а пространство изменяющихся параметров представлялось в виде восьмимерного вектора

$$g = (k, l, m, \chi, \gamma, \bar{W}, \dot{\chi}, \dot{\gamma}), \quad (7)$$

где $\chi, \gamma, \dot{\chi}, \dot{\gamma}$ – параметры, характеризующие динамику поршня (безразмерные координаты положения, угла наклона поршня и их временные производные); \bar{W} – безразмерная скорость движения поршня вдоль оси цилиндра.

Функция цели представлялась в виде вектор-функции качества:

$$J(S_0; q_1; \xi)_{U \in V} = opt, \quad (8)$$

где $U \in V = (k, l, m)$ – множество параметров, определяющих оптимальное значение вектор-функции. В процессе оптимизации обеспечивалось получение следующих значений критериев:

$$S_0 = \sup; q_1 = \inf; \xi = \inf. \quad (9)$$

Многокритериальную задачу часто сводят к однокритериальной, что сопровождается различными упрощениями при выборе весовых коэффициентов. В работе для решения многокритериальной задачи использовался метод ЛП-поиска (метод зондирования пространства параметров), особенностью которого является получение решений, более свободных от субъективизма.

В третьей главе представлена методика экспериментальных исследований. Описываются методы и средства определения траектории движения поршня в плоскости качания шатуна, гидродинамических параметров смазочного слоя, температуры поршня и цилиндра, а также технико-экономических показателей двигателей в соответствии с ГОСТ 18509–84.

Для определения угла наклона поршня, радиального перемещения и диаметрального зазора использовалась дифференциальная схема включения индуктивных датчиков перемещения. Согласно этой схемы, измерения выполнялись тремя датчиками. Переход с одного измерения на другой осуществлялся простым переключением коммутационных проводов.

Гидродинамические давления в смазочном слое измерялись мембранными датчиками. С целью наиболее точного определения границ смазочного слоя на одной стороне поршня устанавливалось 12 датчиков.

Температура цилиндра, направляющей и уплотняющей частей поршня измерялась 24-мя хромель-копелевыми термопарами.

Для передачи электрического сигнала с датчиков перемещения и давления, а также от термопар направляющей части поршня, использовался оригинальный рычажно-шарнирный токосъемник с поршня на шатун, позволявший непрерывно снимать информацию в течение 50-ти моточасов.

Расчетные ошибки измерений при проведении исследований по разработанной методике не превышали 5%.

В четвертой главе представлен анализ результатов экспериментально-теоретических исследований по определению динамики поршня, толщины смазочного слоя и гидродинамических давлений в сопряжении «поршень – цилиндр», выполненных на двигателе ЧВН 15/16. Эти исследования пока-

зали, что жидкостный режим трения и условия для его возникновения сохраняются на значительной части хода поршня.

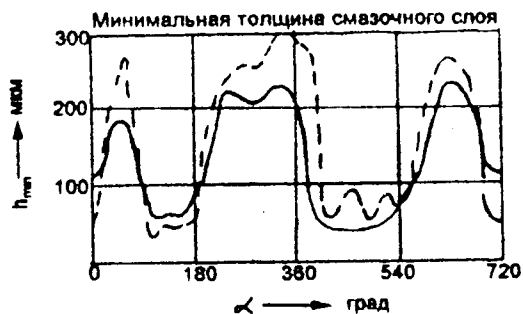
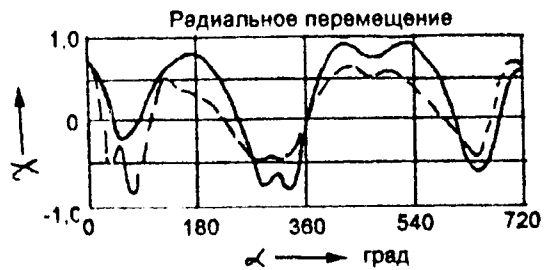
Показана удовлетворительная качественная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований. Наиболее близкое совпадение получено для траектории движения поршня. Отличие в максимальных гидродинамических давлениях обусловлено достаточно крупным шагом расположения датчиков давления на поршне по сравнению с мелкой расчетной сеткой (144x16) (рис. 2).

Проведенные с помощью метода конечных элементов (МКЭ) расчеты показали, что тепловая деформация юбки поршня существенно превышает ее деформацию от газовых и инерционных сил. Расчеты проводились с использованием объемной и плоской конечно-элементной (КЭ) моделями поршня. Было показано, что для получения достоверных результатов необходимо использовать объемную КЭ модель, так как влияние бобышек поршня, не учитываемое в плоской модели, существенно изменяет характер деформации юбки.

В то же время, использование при определении деформации поршня температурного поля, полученного при расчете рабочего процесса двигателя, и применение плоской КЭ модели вполне допустимо, что подтверждают экспериментальные исследования.

Исследование деформации цилиндра показало, что с достаточной для практики точностью ее можно считать пропорциональной изменению средней температуры цилиндра за цикл, причем, в течение цикла работы двигателя температура меняется незначительно. Это обстоятельство позволило разделить решение задачи определения деформаций на две части: расчет упругих тепловых деформаций поршня и цилиндра в течение цикла работы двигателя; расчет геометрии смазочного слоя и динамики поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя в изотермической постановке.

Исследования, проведенные для различных скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя, выявили существенное их влияние на тепловые деформации и изменение зазора в сопряжении. Например, для двигателя ЧВН 15/16 диаметральный зазор между юбкой поршня и цилиндром изменялся от 414 мкм на режиме холостого хода до 285 мкм на режиме максимального крутящего момента. При этом, средняя температура сопряжения «юбка поршня – цилиндр» повысилась на 50...70°C. Увеличение среднего эффективного давления ($P_{\text{м.с.}}$) до 0,9 МПа привело, по экспериментальным данным, к уменьшению толщины смазочного слоя в 1,5 раза и увеличению гидродинамических давлений на 30...50%. Изменение скоростного режи-



— (теория); - - (эксперимент)

Рис. 2. Сравнительные результаты экспериментальных и теоретических исследований

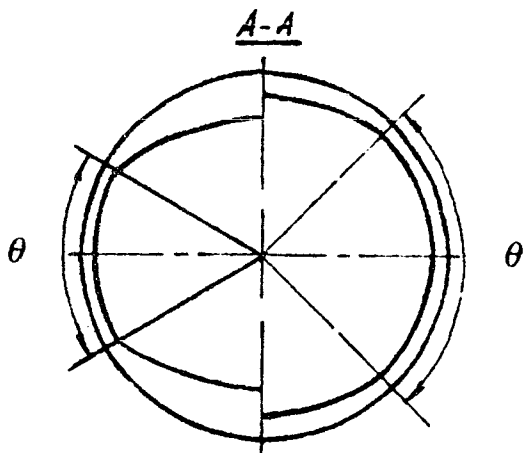
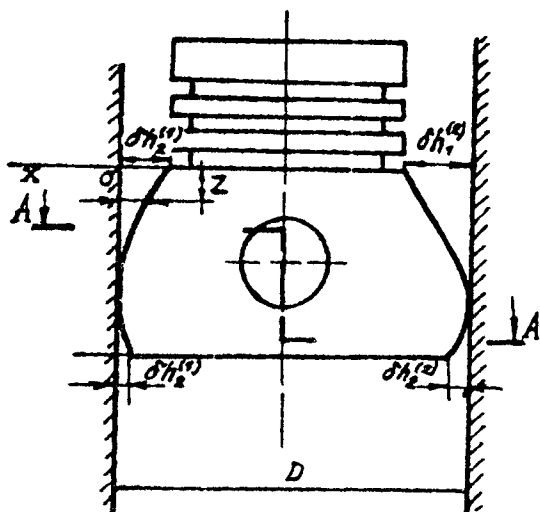
ма работы от 1000 мин⁻¹ до 1700 мин⁻¹ привело к увеличению толщины смазочного слоя на 20...30%, а максимальное гидродинамическое давление в слое уменьшилось на 40...50%. Таким образом, нагруженный режим двигателя является наиболее опасным для трибосопряжения «поршень – цилиндр». Полученные экспериментальные результаты были использованы для уточнения тепловых деформаций и диаметрального зазора при проведении расчетных исследований. В целом экспериментальные исследования в основном подтвердили теоретические положения в разработанной математической модели.

В пятой главе представлены основные элементы методологии профилирования юбки поршня, базирующейся на логическом анализе работы трибосопряжения, графическом построении профиля и его аналитическом описании. Такой подход позволил сформулировать принципы проектирования направляющей части поршня, базирующиеся на идее применения профиля, асимметричного относительно продольной оси поршня. При этом, учитываются тепловое состояние деталей ЦПГ, динамика поршня и гидродинамика смазочного слоя. Схема поршня с асимметричным профилем представлена на рис. 3.

В табл. 1 на примере двигателя В2С 8.2/7.8 показаны результаты оптимизации профиля юбки поршня, а в табл. 2 – гидродинамические параметры трибосопряжения по результатам расчета траектории движения поршня в цилиндре с серийным и асимметричным профилями поршня и уменьшенным монтажным зазором.

Для оценки результатов оптимизации были проведены стендовые испытания двигателей ЧВН 15/16, ЧН 14,5/20,5 и В2С 8.2/7,8, которые показали удовлетворительную корреляцию расчетных и экспериментальных данных (табл. 3).

Проведенные многовариантные расчеты влияния координат расположения пальца и центра тяжести поршня, диаметрального зазора и длины юбки на гидродинамические параметры сопряжения позволили рекомендовать наиболее рациональные относительные (по отношению к диаметру цилиндра) параметры элементов поршней дизелей: относительная длина юбки поршня – 0,7...0,8; относительный диаметральный зазор между поршнем и цилиндром – 0,0005...0,001; относительный дезаксаж поршневого пальца – 0,000...0,01; относительное смещение оси поршневого пальца по высоте юбки поршня – 0,001...0,05; отношение диаметрального зазора между поршнем и цилиндром к длине юбки поршня – 0,0007...0,0013.



$$\theta = 0,5839Z + 30^\circ$$

Рис. 3. Схема поршня с асимметричным профилем

Таблица 1

Результаты оптимизации профиля юбки поршня

Профиль юбки поршня	Коэффициенты уравнения параболы			Критерии оптимизации		
	k	l	m	S ₀	ξ	q ₁
Серийный	0,899	1,448	-0,333	0,248*	3,142	0,468
				0,110**	3,584	0,747
Оптимальный (асимметричный)	0,338 ⁽¹⁾	1,800	-0,175	0,043	2,598	0,088
	1,312 ⁽²⁾	1,800	-0,535	1,080	3,310	0,054

Примечание (1) и (2) – нагруженная и ненагруженная стороны юбки; * – движение поршня от НМТ; ** – движение поршня от ВМТ (ВМТ, НМТ – верхняя (нижняя) мертвые точки кривошипного механизма).

Таблица 2

Гидродинамические параметры трибосопряжения «юбка поршня – цилиндр».

Радиальный зазор, мкм	inf \bar{h}_{min} , мкм	sup \bar{P}_{max} , МПа	\bar{h}_{min} , мкм	\bar{P}_{max} , МПа	\bar{N} , Вт	$\bar{Q}_t \cdot 10^6$, м ³ /с
60	3,72 ⁽¹⁾	8,61	19,95	1,26	93,6	14,01
	2,41 ⁽²⁾	10,52	17,67	1,46	90,5	9,52
30	7,56	4,67	15,01	1,46	147,2	11,06
	5,69	5,34	13,14	1,59	135,0	7,21

Примечание (1) и (2) – серийный и асимметричный профили.

Таблица 3

Сравнительные технико-экономические показатели дизелей с серийным и опытным асимметричным профилями поршней.

Параметры	Двигатели							
	ЧВН 15/16		ЧВН 14,5/20,5				В2Ч 8,2/7,8	
	Серийн	Опытн.	Серийн	Опытный		Серийн	Опытн.	
Монтажный зазор, мм	0,46	0,2	0,38	0,24	0,17	0,17	0,12	0,06
Кол-во поршневых колец, шт.	4	4	5	5	5	4	3	3
Расход масла на угар, % от расхода топлива	0,87	0,50	0,76	0,72	0,42	0,84	1,17	0,45
Расход топлива на режиме номинальной мощности, г/кВт·ч	238	231,2	244,8	241,5	230,5	235,2	269	271
Механические потери (по показанию весовой головки), Н·м	55,2	51,3	55,3	55,8	52,9	51,9		

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Сформулированы принципы проектирования направляющей части поршня, базирующейся на идее применения профиля, асимметричного относительно продольной оси поршня. Обоснованы параметры поршня, обеспечивающие совместно с оптимальным асимметричным профилем направляющей части, снижение трибологических потерь в ЦПГ дизеля, что позволило рекомендовать наиболее рациональные относительные (по отношению к диаметру цилиндра) параметры элементов поршней дизелей: относительная длина юбки поршня $0,7...0,8$, относительный диаметральный зазор между поршнем и цилиндром $0,005...0,001$ относительный дезаксаж поршневого пальца $0,000...0,01$ относительное смещение оси поршневого пальца по высоте юбки поршня $0,001...0,05$, отношение диаметрального зазора между поршнем и цилиндром к длине юбки поршня $0,007...0,0013$.
2. Разработанная методика многокритериальной оптимизации направляющей части поршня, базирующаяся на критериях максимума несущей способности, минимума расхода смазки и потерь на трение, дала возможность проектировать поршни с низкими трибологическими потерями, что подтверждено сравнительными испытаниями опытных конструкций поршней с асимметричным профилем и уменьшенным монтажным зазором на двигателях 8ЧВН 15/16, 4 ЧН 14,5/20,5, В2Ч 8,2/7,8. По результатам испытаний получено уменьшение расходов топлива на 2,5 г/кВт, масло на угар в 1,5-2 раза, механических потерь на 4-10%. Конструкции защищены авторскими свидетельствами и патентами.
3. Предложенная математическая модель динамики поршня на смазочном слое позволила оценить влияние на гидродинамические параметры, характеризующих несущую способность смазочного слоя, сопротивление движению поршня и расход смазочной жидкости на угар сопряжения «поршень-цилиндр» и основных конструктивных особенностей поршня, в том числе, профиля длины юбки, расположения центра тяжести и оси поршневого пальца, зазоров в сопряжении. Математическая модель реализована в пакете прикладных программ «Орбита-поршень». Проведенные расчеты показали, что тепловая деформация юбки поршня существенно превышает ее деформацию от газовых и инерционных сил, причем, для получения достоверных результатов необходимо использовать объемную конечно-элементную модель поршня, так как влия-

ние бобышек поршня, не учитываемая в плоской модели, существенно изменяет величину и характер деформации юбки.

4. В результате экспериментальных исследований динамики поршня в цилиндре двигателя установлены закономерности изменения следующих параметров: радиального перемещения поршня, диаметрального зазора и угла наклона, гидродинамических давлений и толщины смазочного слоя, температуры поршня и цилиндра в зависимости от скоростного и нагрузочного режима теплового состояния двигателя. Так, нагрузочный режим двигателя наиболее опасен для трибосопряжения «поршень-цилиндр», увеличение среднего эффективного давления (P_{me}) до 0,9 МПа привело к уменьшению толщины смазочного слоя в полтора раза и увеличению гидродинамических давлений на 30-50%. Показана удовлетворительная качественная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований на различных режимах работы двигателя.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Маслов А.П. Методика экспериментальных исследований параметров смазки сопряжения юбка поршня – цилиндр с целью повышения работоспособности при форсировании тракторных двигателей//Повышение степени использования установленной мощности двигателей сельскохозяйственных тракторов: Сб. научн. тр.–Челябинск: ЧИМЭСХ, 1983.–С.84–87.
2. Маслов А.П. Непрерывный токосъемник//Информационный листок. №204–81–Челябинск: ЦНТИ, 1981. – 2 с.
3. Суркин В.И., Маслов А.П. Экспериментальное исследование параметров смазки поршня и гильзы тракторного дизеля// Тез. докл. Всесоюзн. конф. «Трение и смазка в машинах».–Челябинск: ЧПИ, 1983.–С.93.
4. Маслов А.П., Суркин В.И. Повышение долговечности тракторного дизеля обеспечением жидкостного режима трения сопряжения юбка поршня – цилиндр// Современные проблемы кинематики и динамики ДВС: Тез. докл. Всесоюзн. конф.– Волгоград: ВПИ, 1985. –С.77–78.
5. Маслов А.П., Суркин В.И. Оптимизация и некоторые результаты расчетно–экспериментальных исследований параметров смазки поршня дизелей// Теория и практика рационального использования горюче–смазочных материалов и рабочих жидкостей в технике: Тез. докл. Всесоюзн. конф.– Челябинск: ЦНТИ, 1985.–С.25–26.

6. Попов Г.П., Суркин В.И., Маслов А.П. Исследование гидродинамических параметров слоя смазки сопряжения юбка поршня – цилиндр двигателя 8ДВТ-330// Тех. отчет/ ЧИМЭСХ -ЧФНАТИ. Деп. рук. № Д2860042441 Рег.ф.01821015470.- Челябинск.-1985.-180с.
7. Суркин В.И., Маслов А.П., Попов Г.П. «Поршень» А.С.1361362.СССР МКИ F02.F3/00.F16j 1/06. 10.07.86.
8. Суркин В.И., Маслов А.П. «Способ определения зазора между гильзой цилиндра и компрессорным кольцом поршневого двигателя внутреннего сгорания». А.С.1441183.СССР МКИ G01 D7/14.F02.F5/00.02.12.86.
9. Патент 1590596 Российская Федерация МКИ «Поршень для двигателя внутреннего сгорания»/ Маслов А.П., Суркин В.И. Заявка №4460219. Заявлено 06.06.88. Оpubл. 29.04.93 Приоритет 06.06.88 УДК 621.43.242.
10. Патент 2095603. Российская Федерация МКИ «Трибосопряжение поршень – цилиндр двигателя внутреннего сгорания»/ Рождественский Ю.В., Маслов А.П. Заявка №95114172. Заявлено 08.08.95. Оpubл. 10.11.97. Приоритет 08.08.95. УДК 621.43.242.
11. Пакет прикладных программ «Орбита -- поршень». Версия 1.0/ Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Маслов А.П.// Зарег. в реестре программ для ЭВМ в Рос.АПО №950326 от 19.09.95.
12. Рождественский Ю.В., Маслов А.П. Методика анализа динамики поршня// Автомобильная техника. Силовые установки: Сб. научн. тр.-Челябинск: ЧВВАИУ, 1996.-Вып.6.-С.103-113.
13. Суркин В.И., Маслов А.П. Анализ работы поршня с асимметричным профилем юбки// Вестник ЧГАУ, 1996.- т.14. -С. 63-68.
14. Маслов А.П. Методы снижения механических потерь в двигателях внутреннего сгорания.//Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Сб. научн. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С.58-63.

МАСЛОВ Андрей Петрович
ПОВЫШЕНИЕ
ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ДИЗЕЛЕЙ ОПТИМИЗАЦИЕЙ
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕЙ

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ЛР N 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 25.05.99. Формат
60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 0,98.
Тираж 80 экз. Заказ 135/206.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.