

На правах рукописи
УДК 621.43-242-231

ПРОНИН Михаил Дмитриевич

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ
КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Специальность 05.04.02-тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 2009

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Путинцев С.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Фомин В.М.;

кандидат технических наук,
Руссинковский Ю.С.

Ведущая организация: Владимирский государственный
университет

Защита диссертации состоится _____ 2009 г. в ____ ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана. Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан _____ 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Из распределения механических потерь по узлам и агрегатам большинства быстроходных ДВС следует, что, несмотря на очевидный прогресс конструирования и применения новых материалов, затраты индикаторной мощности на преодоление трения поршня до сих пор составляют преобладающую долю общих механических потерь двигателя на номинальном режиме его работы. Это указывает на существование резерва в снижении механических потерь за счет внедрения научно обоснованных способов минимизации трения. Анализ выполненных конструкций и теоретических разработок в области конструирования поршней ДВС указанного типа показывает, что наиболее эффективным воздействием на режим трения этой детали обладают два конструкторско-технологических решения: профилирование юбки поршня и нанесение на нее антифрикционного покрытия. Однако известное применение этих подходов имеет ряд недостатков, а именно: 1) профилирование поршня преимущественно используют для повышения надежности работы, снижения шума и вибрации в ЦПГ, поэтому гидродинамический аспект профилирования как способа снижения трения отходит на второй план, либо вообще не рассматривается; 2) выбор типа антифрикционного покрытия и способа его нанесения на юбку поршня определяются, главным образом, стремлением повысить задиростойкость поверхности поршня, при этом технологическая подготовка покрываемой поверхности предназначается, как правило, для повышения адгезии, а не снижения трения; 3) до настоящего времени оба этих решения рассматривали порознь, без учета их взаимовлияния.

Цель исследования состоит в научном обосновании, разработке и оценке эффективности совместного применения профилирования и технологической подготовки поверхности трения поршня для снижения механических потерь двигателя.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать теоретическую базу метода профилирования юбки поршня с пониженным гидродинамическим трением для ДВС.
2. С позиций теории граничного трения обосновать целесообразность применения и способ технологической подготовки трущейся поверхности поршня.
3. Исследовать на машине трения служебные свойства антифрикционных покрытий, получить входные данные по коэффициентам трения для последующих расчетов.
4. Выполнить сравнительные расчеты механических потерь предлагаемых вариантов профиля и покрытия юбки поршня.
5. Применить метод профилирования и технологической подготовки юбки поршня на ДВС при изготовлении опытного поршня.

6. Оценить на машине трения и путем сравнительных моторных испытаний на полноразмерном двигателе эффективность предложенных рекомендаций по снижению механических потерь.

Методами исследования являются: теоретический анализ, численный эксперимент на основе расчетной программы; натурный эксперимент (на машине трения и поршневом двигателе).

Обоснованность и достоверность научных положений и результатов работы обусловлены применением классической теории гидродинамической смазки и граничного трения; использованием апробированного расчетного средства; подтверждением результатов расчета в ходе экспериментов, выполненных на типовом, метрологически аттестованном оборудовании с соблюдением правил учета погрешностей при обработке и сопоставлении результатов.

Положения научной новизны, выносимые на защиту:

- теоретические основы метода профилирования и технологической подготовки трущейся поверхности юбки поршня;
- предложение совместного применения профиля юбки поршня с увеличенной несущей способностью и повышения твердости юбки перед нанесением на нее антифрикционного покрытия;
- комплексный метод экспериментальной оценки антифрикционных свойств и механических потерь при испытаниях поршней.

Практическая ценность полученных результатов состоит в:

- теоретически выведенных обобщенных шагово-высотных соотношениях, позволяющих определять параметры профиля юбки поршня с минимальными потерями на гидродинамическое трение, исходя из характера изменения боковой силы, длины юбки, шероховатости ее поверхности и зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр»;
- научно обоснованной и практически подтвержденной рекомендации по предварительному повышению твердости трущейся поверхности юбки поршня перед нанесением на нее антифрикционного покрытия;
- результатах расчета и эксперимента, содержащих информацию о отдельном и совместном влиянии профилирования, предварительного повышения твердости юбки поршня и нанесения на нее антифрикционного покрытия на снижение механических потерь в ДВС.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на международных научно-технических конференциях: «Двигатель-2007» (г. Москва, 18 -20 сентября 2007 г.), «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей» (г. Владимир; 27-29 мая 2008 г.); а также заседаниях кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2007-2009 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 печатные работы, из них 2 в изданиях по списку ВАК.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и списка литературы. Она включает 114 страниц основного текста, содержащего 12 таблиц и 51 рисунок, а также 13 страниц списка литературы из 134 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснован выбор темы, сформулированы цель и задачи работы, изложены методы исследования, приведены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе обсуждены режимы трения и баланс механических потерь в ДВС, показана актуальность снижения механических потерь в ЦПГ, определены пути решения этой проблемы.

Обзор ранее выполненных работ, относящихся к теме диссертации (Аникин С.А., Гинцбург Б.Я., Макаров А.Р., Никитин Ю.Н., Никишин В.Н., Петриченко Р.М., Путинцев С.В., Рогов Ф.М., Рык Г.М., а также Kruse H., Sander W., Tiele E., Furuhashi S. и др.), выявил не только перспективность, но и нерешенность ряда вопросов снижения механических потерь в ДВС, связанных, в частности, с совместным применением профилирования и антифрикционно-технологической подготовки трущейся поверхности поршня.

Так, известные на сегодня методы профилирования трущихся поверхностей поршня направлены, в основном, на обеспечение самоустановки поршня при его движении в цилиндре, а также на повышение надежности работы, снижение шума и вибрации в ЦПГ и поэтому мало связаны с решением задачи снижения механических потерь.

Выполненный анализ показал, что практически все известные методы профилирования опираются на использование какого-либо одного режима смазки и трения поршня: либо гидродинамического, либо граничного, что снижает результативность полученных технических решений, т.к. поршень в течение рабочего цикла охватывает не один, а три режима - гидродинамический, смешанный и граничный.

Таким образом, для повышения эффективности технических решений по снижению механических потерь за счет минимизации трения поршня одного профилирования недостаточно, ибо оно реализуется только в первом из указанных режимов трения. В предпоследнем и, особенно, последнем из названных режимов основное значение приобретают характер и свойства поверхности, обеспечиваемые, главным образом, в ходе технологического сопровождения поршня. Вместе с тем, вопрос обоснованного выбора метода антифрикционно-технологической подготовки поверхности трения (изменения шероховатости, твердости, нанесения покрытия и т.п.), практически не рассмотрен в теории и практике конструирования поршней.

Решение указанных аспектов проблемы снижения механических потерь составило цель и задачи диссертации, формулировка которых приведена выше.

Во второй главе приведено обоснование метода профилирования и нанесения антифрикционного покрытия применительно к поршню четырехтактного бы-строходного ДВС.

На теоретическом этапе, для упрощения анализа в качестве режимов, определяющих трение поршня, были приняты гидродинамический и граничный.

В первом из названных режимов сила трения в сопряжении может быть определена известным законом гидродинамического трения Ньютона-Петрова:

$$F = \mu AG, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость смазочного материала; A – площадь смоченной поверхности движущегося тела; G – градиент скорости, определяемый как отношение скорости движения тела V к толщине слоя смазочного материала h : $G = \frac{V}{h}$.

Из выражения (1) следовало, что в гидродинамическом режиме смазки сила трения:

-не зависит от параметров смазываемых поверхностей (коэффициента трения материала, его твердости, шероховатости и т.п.);

-уменьшается при снижении вязкости, скорости движения, площади и увеличении толщины слоя смазочного материала.

С конструкторской точки зрения для уменьшения гидродинамического трения возможно влияние на площадь A и толщину h , что и входит в процедуру профилирования боковой поверхности поршня. Сравнительный анализ основных выражений теории гидродинамической смазки применительно к поршню как плоскому подшипнику скольжения показывает, что минимуму энергетических затрат соответствует условие максимума гидродинамической несущей способности P . Для максимизации гидродинамической несущей способностью в целях снижения механических потерь поршня необходимо проанализировать закономерности ее формирования смазываемым профилем юбки движущегося поршня в продольном сечении.

Для случая произвольной (дифференцируемой) зависимости толщины слоя смазочного материала от длины $h=h(x)$ и нулевых граничных условиях по гидродинамическому давлению на концах поверхности юбки поршня длиной L после двойного интегрирования уравнения Рейнольдса получали функцию распределения гидродинамического давления p по длине x следующего вида:

$$p = p(x) = 6\mu V \left[\frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)}}{\int_0^L \frac{dx}{h^3(x)}} \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} \right]. \quad (2)$$

Для осуществимости аналитического решения задачи, реальный профиль юбки поршня на несущем участке сужающегося зазора кусочно-линейно аппроксимировали и, следуя правилу Зоммерфельда, рассматривали только несущий участок профиля, имеющий положительный либо нулевой угол атаки.

Сравнивались два линейно аппроксимированных профиля: 1) наклонная плоскость (несущий фрагмент серийного бочкообразного профиля) и 2) наклонная плоскость с участком параллельного образующей цилиндра удлинения (несущий фрагмент опытного профиля, названного нами «комбинированным») - рис.1.

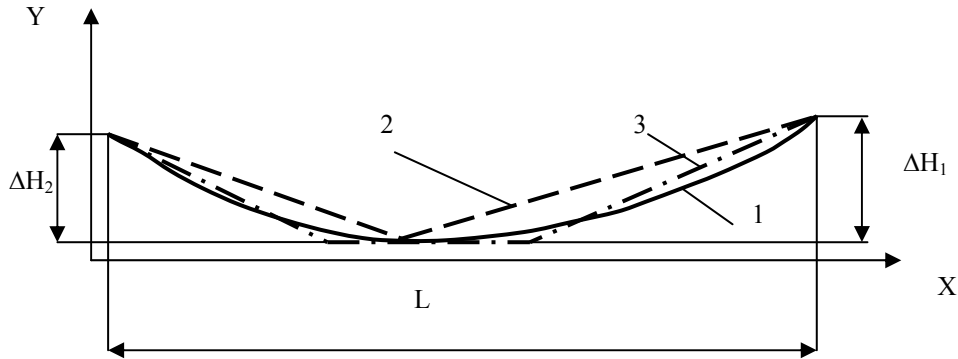


Рис.1. Аппроксимация криволинейного профиля 1 юбки поршня сопряжением двух (серийный бочкообразный профиль 2) и трех (опытный комбинированный профиль 3) прямых

Для каждого из этих профилей при традиционных допущениях гидродинамики возможно аналитическое нахождение интегралов, входящих в выражение (2) и, после интегрирования последнего по длине несущего участка, получение погонных гидродинамических несущих способностей для серийного (3) и опытного (4) профилей:

$$P_1 = \frac{6\mu VL^2}{H_1^2} P_\delta, \quad (3)$$

$$P_2 = \frac{6\mu VL_2^2}{H_1^2} [P_\delta + \Delta(\delta, \chi)] \quad (4)$$

Здесь

$$P_\delta = \frac{1}{\delta^2} \left[\ln(1 + \delta) - 2 \frac{\delta}{2 + \delta} \right] - \quad (5)$$

функция Релея, зависящая от относительного перепада высот профиля

$$\delta = \frac{H_2 - H_1}{H_1}, \quad (6)$$

где H_2 и H_1 – соответственно толщина слоя смазочного материала на входе и выходе несущего участка профиля;

$$\Delta(\delta, \chi) = \frac{\delta\chi(\delta + 4)}{2(\delta + 2)[2\chi(\delta + 1)^2 + \delta + 2]} - \quad (7)$$

компонента несущей способности на участке удлинения комбинированного профиля, где $\chi = \frac{L_1}{L_2}$ - коэффициент соотношения длин удлиненного и наклонного участков комбинированного профиля.

Поскольку функция (7) положительна для реально применяемых значений δ и χ , постольку $P_{\delta+\Delta(\delta,\chi)} > P_{\delta}$. Откуда, при прочих равных условиях $P_2 > P_1$, т.е. несущая способность комбинированного профиля превышает несущую способность бочкообразного профиля (исключение составляет случай, когда длина наклонного участка комбинированного профиля меньше длины участка удлинения). С учетом этих результатов, идея комбинированного профиля была положена в основу профилирования юбки энергосберегающего поршня. Ключевые соотношения длин наклонных участков профиля на прямом и обратном ходах поршня, а также высот профиля на входе этих участков были определены исходя из следующего.

Как видно из выражений (3) и (4), погонная несущая способность растет пропорционально квадрату длины несущего участка L . В то же время чрезмерное увеличение этого параметра сопряжено не только с ростом массо-габаритных показателей поршня, но и с увеличением силы вязкостного трения, находящейся, в прямой зависимости от площади смоченной поверхности (см. формулу (1)). Длину несущего участка профиля в этом случае наиболее целесообразно выбирать, исходя из принципа согласования несущей способности юбки поршня с характером внешнего нагружения. Разработка этого принципа применительно к поршням ДВС автотракторного типа предусматривала определение длины несущих участков путем задания из конструктивных соображений общей длины профиля L и расчета соотношения длин обратного и прямого хода поршня (l_1, l_2). Этот подход базировали на согласовании гидродинамической несущей способности юбки поршня с работой действующей на него боковой силы на наиболее нагруженных тактах рабочего цикла ДВС: «сжатие» (обратный ход поршня) и «расширение» (прямой ход поршня). Тогда, с учетом (3) и (4), отношение работы боковой силы на такте «расширение» к аналогичному показателю на такте «сжатие» могло быть поставлено в соответствие отношению квадратов длин несущих участков юбки на прямом и обратном ходах поршня, а именно:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{l_2^2}{l_1^2}, \quad (8)$$

где A_1, A_2 – работа боковой силы поршня на такте «сжатие» и такте «расширение» соответственно; l_1, l_2 – длины несущих участков юбки поршня на обратном и прямом ходе соответственно.

Полученное с использованием принципа согласования путем статистической обработки графиков боковой силы представительной выборки быстроходных ДВС (20 моделей) ключевое соотношение для длин

$$k = \frac{l_2}{l_1} = \sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \approx 1,64 \quad (9)$$

было принято как ориентир, который требовал уточнения на основе определения работ сил внешней нагрузки на поршень (и их соотношения) в каждом конкретном случае профилирования.

С учетом того, что сумма длин несущих участков равна конструкционно назначаемой длине юбки

$$L = l_1 + l_2,$$

определили выражения для рациональных значений этих длин:

$$l_1 = \frac{L}{(1+k)}; \quad (10)$$

$$l_2 = L - l_1. \quad (11)$$

Для вычисления рациональных значений высот профиля использовали результаты исследования на максимум функции (5). Так, из определения относительного перепада высот (6) после очевидных преобразований для входного участка профиля имели

$$H_2 = H_1(\delta + 1).$$

Принимая в качестве H_1 наиболее вероятное за рабочий цикл ДВС значение минимального радиального зазора в сопряжении «юбка поршня-цилиндр» в нагретом состоянии деталей Δr и учитывая, что в этом случае абсолютный перепад высот профиля равен

$$\Delta H = H_2 - \Delta r,$$

получили

$$\Delta H = \delta \Delta r$$

или, с учетом максимизирующего функцию Релея значения $\delta = 1,2$,

$$\Delta H_2 = 1,2 \Delta r.$$

Движение поршня вдоль стенки цилиндра реверсивно, а функция Релея не зависит от длин участка профиля, поэтому значение абсолютного перепада высот на выходе профиля юбки с целью максимизации гидродинамической несущей способности рационально назначать равным значению на входе:

$$\Delta H_1 = \Delta H_2 = 1,2 \Delta r. \quad (12)$$

Полученные обобщенные соотношения (9)-(12) были использованы при формировании комбинированного профиля юбки с повышенной гидродинамической несущей способностью для опытного энергосберегающего поршня.

Граничное трение, как известно, осуществляется через непосредственное контактирование поверхностей, когда объемные свойства смазочного материала несущественны, и на первый план выходят свойства поверхностей и пленок, их покрывающих. Из положений физики граничного трения явствует, что для снижения энергетических затрат на преодоление этого вида сопротивления движению следует стремиться к одновременной минимизации тангенциального (срезающего) напряжения материала τ и площади фактического контакта A_ϕ трущихся тел:

$$\left. \begin{array}{l} \tau \rightarrow \min; \\ A_\phi \rightarrow \min. \end{array} \right\} \quad (13)$$

Выполненная разработка показала, что применительно к сопряжению «юбка поршня-цилиндр» добиться выполнения условий (13) можно путем предвари-

тельного повышения твердости наиболее мягкой из трущихся поверхностей пары трения (юбки поршня из алюминиевого сплава) с последующим нанесением на нее тонкой пленки антифрикционного покрытия. Надо сказать, что хотя нанесение антифрикционных покрытий на юбки поршней для форсированных ДВС ныне широко практикуется, специальное предварительное повышение твердости обрабатываемой поверхности при этом не выполняется, что, как следует из результатов анализа, снижает эффективность проявления антифрикционных свойств покрытия.

Полученные в главе 2 результаты использовались далее при формировании параметров опытных поршней - объектов расчетного исследования.

В третьей главе представлено получение и обсуждение результатов сравнительного расчетного исследования механических потерь серийного и опытного вариантов поршней. Расчеты выполняли с помощью программы PISTON-DHT (авторы разработки Путинцев С.В., Аникин С.А., Иванов О.В.), позволяющей получать графики всех основных сил, действующих на поршень за время рабочего цикла ДВС, момент и угол опрокидывания поршня в цилиндре, а также протяженность различных режимов трения и, как итог, мощность механических потерь в ЦПГ.

Исследование велось применительно к конструкции малоразмерного быстроходного дизеля 1С 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д производства ОАО «АК «Туламашзавод») на номинальном режиме его работы: эффективная мощность 8кВт, частота вращения коленчатого вала 3600мин⁻¹. Учет повышения твердости поверхности юбки поршня и изменения ее коэффициента трения при наличии антифрикционного покрытия осуществляли на этапе назначения входных данных. При этом, в последнем случае использовали результаты специально-го эксперимента на машине трения, описание которого дано ниже. Формирование профиля юбки поршня производили, задавая во входных данных графически, а затем в виде числового массива требуемые значения отклонений поверхности юбки от касательной, параллельной оси поршня. В расчете использовался профиль юбки поршня в рабочем (нагретом) состоянии детали.

Объектами исследования были следующие варианты поршней:

- 1 – серийный, с бочкообразным профилем юбки без технологической модификации (повышения твердости и наличия антифрикционного покрытия);
- 2 – опытный, отличающийся от 1 наличием технологической модификации юбки;
- 3 – опытный, отличающийся от 1 выполненным согласно (9)-(12) бочкообразным профилем юбки;
- 4 – опытный, отличающийся от 1 наличием технологической модификации и комбинированным бочкообразным согласно (9)-(12) профилем юбки;
- 5 – опытный, отличающийся от 1 бочкообразно-двухопорным профилем юбки.

Как показали результаты расчета (табл.1), оба предлагаемых решения – модификация и профилирование – как порознь, так и в совокупности их приме-

нения привели к снижению мощности механических потерь в ЦПГ дизеля 1Ч 8,5/8,0. При этом технологическая модификация юбки в виде повышения твердости поверхности (с 80 до 140НВ) с последующим нанесением антифрикционного покрытия (снижение коэффициента трения с 0,13 до 0,11) оказалась более эффективной с точки зрения снижения механических потерь, чем оптимизация бочкообразного профиля. В результате расчетов было получено, что замена серийного поршня на указанные выше опытные варианты сопровождалась снижением максимального значения силы граничного трения, т.е. улучшением условий работы и повышением надежности поршня (табл.1). При этом, опытные поршни 4 и 5, дали наибольший эффект по снижению механических потерь в ЦПГ (36 и 32% соответственно). Бочкообразно-двухопорный профиль юбки поршня 5 дополнительно обнаружил определенные преимущества перед бочкообразным профилем юбки поршня 3 как с точки зрения снижения трения, так и улучшения самоустановки поршня при движении в цилиндре. Первое объяснялось перераспределением долей смешанного и гидродинамического режимов трения (в сторону уменьшения первого за счет увеличения второго), второе – созданием гидродинамических реакций по разные стороны оси поршневого пальца, снижающих действие опрокидывающего момента и, как следствие, уменьшающих угол опрокидывания поршня в цилиндре (табл.2).

Таблица 1

Результаты расчетной оценки профилирования и технологической модификации юбки поршня дизеля 1Ч 8,5/8,0

Показатель	Номер и характеристика профиля юбки поршня				
	1. Серийный	2. Опытный	3. Опытный	4. Опытный	5. Опытный
Мощность мех. потерь в ЦПГ, кВт	1,37	0,95	1,25	0,87	0,93
Макс. значение силы граничного трения, Н	144	114	132	104	130
Снижение механических потерь, %	-	31	9	36	32

Таблица 2

Расчетное значение максимального опрокидывающего момента и угла опрокидывания поршней дизеля 1Ч 8,5/8 с различным профилем юбки

Показатель		Номер и характеристика профиля юбки поршня	
		3. Опытный (бочкообразный)	5. Опытный (бочкообразно-двухопорный)
Доля режима трения, %	Граничный	6	4
	Смешанный	19	7
	Гидродинам.	75	89
Максимальный угол опрокидывания, °		5,4	3,8

Как известно, для выполнения профиля юбки при изготовлении поршня в металле необходимо задать массив отклонений от касательной, проведенной к профилю параллельно оси поршня при условиях стандартной атмосферной температуры 20⁰С – так называемый чертежный профиль.

Построение такого профиля выполнялось с помощью специально разработанной программы, учитывающей значение коэффициента линейного расширения поршневого сплава, характерные размеры поршня и распределение температур по его высоте (использовались имеющиеся экспериментальные данные).

В результате автоматизированной процедуры перевода массива отклонений профиля из горячего расчетного (“hot”) в холодное чертежное (“cool”) состояние были получены данные для изготовления комбинированного 4 и двухпорного 5 профилей (рис.2).

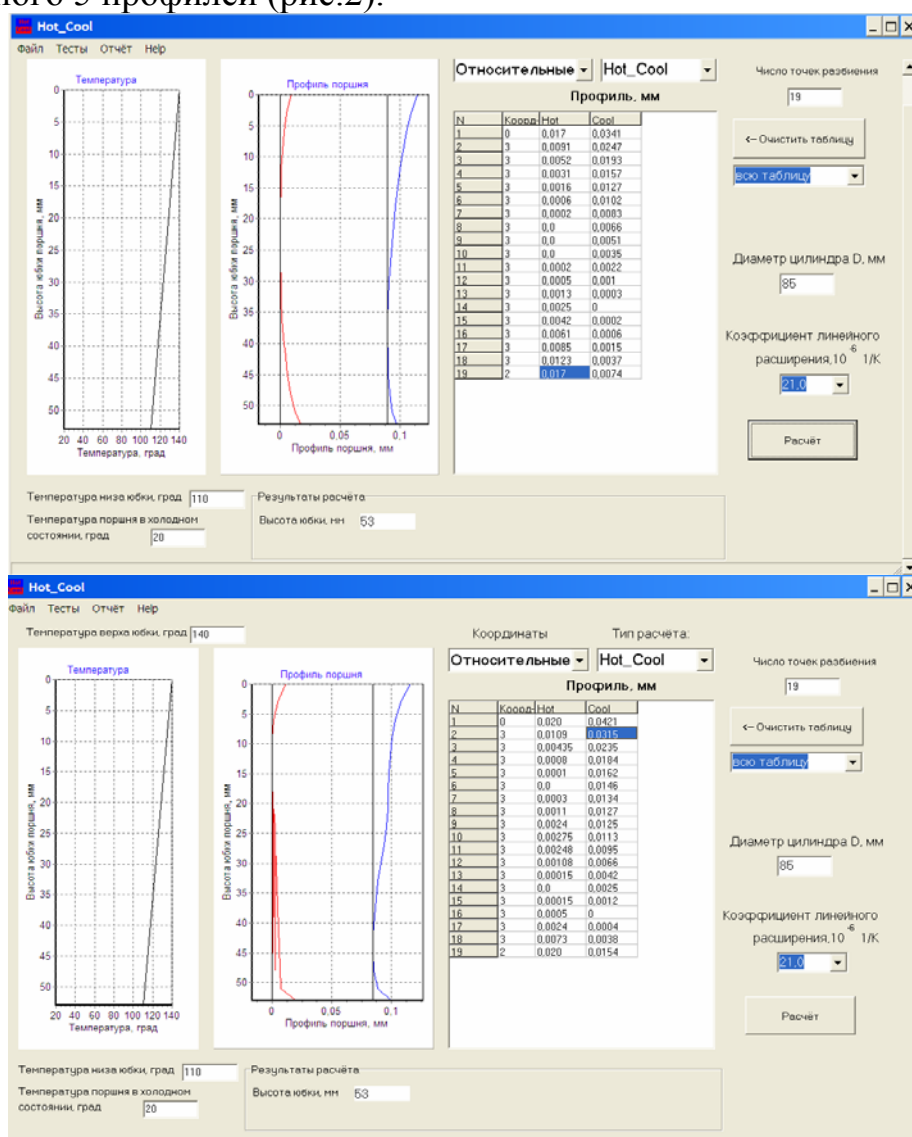


Рис.2. Копии изображения монитора компьютера с результатами расчета параметров опытного комбинированного (а) и опытного двухпорного (б) профилей юбки поршня дизеля 1Ч 8,5/8,0

Четвертая глава содержит методику и результаты сравнительных испытаний объектов на машине трения и поршневом двигателе. В программу экспериментов входило:

- определение на машине трения коэффициентов трения пары материалов «алюминиевый сплав - чугун» при отсутствии и наличии триботехнологической модификации трущейся поверхности образца из алюминиевого сплава;
- оценка совместного влияния оптимизации профиля, повышения твердости и снижения коэффициента трения поверхности юбки поршня на механические потери быстроходного двигателя.

Объектами исследования материалов на машине трения явились образцы типа «диск», выполненные из поршневого алюминиевого сплава АЛ-25, не имеющие и имеющие нанесенное антифрикционное покрытие на трущуюся поверхность с увеличенной твердостью, ответным образцом пары трения являлись детали типа «колодка», выполненные из цилиндрического сплава – спец-чугуна.

Предварительный анализ показал, что в качестве антифрикционных покрытий, наиболее перспективных и практически пригодных для работы в условиях ЦПГ, являются препараты на основе сложных солей молибдена (типа диэтилэксилфосфородитиат молибдена – $C_{32}H_{68}Mo_2O_6P_2S_6$) и связующих смол. В итоге к рассмотрению были отобраны следующие марки: 1. Molyvan A, 2. Molyvan L (обе производства R.T. Vanderbilt Co. Inc. – США) и 3. Molykote D10 (производство DOW Corning GMBH – Германия).

По результатам отборочных испытаний выбор был сделан в пользу состава Molykote D10, т.к. обе марки Molyvan не обладали достаточной адгезией (в рамках применяемого способа термического спекания–вулканизации) к алюминиевому сплаву и прочностью на истирание даже при стартовой нагрузке машины трения.

Molykote D10 был нанесен на модифицированную методом старения, обеспечившим повышение твердости с 80 до 140НВ, трущуюся поверхность алюминиевого образца машины трения (диска) по рекомендуемой фирмой-изготовителем технологии окунания и последующей вулканизации при температуре плюс 180°С в течение 30мин. Второй рекомендуемый способ нанесения – трафаретная печать - не применялся.

Требуемый профиль юбки при изготовлении поршней (метод получения заготовок – изотермическая штамповка) достигали обточкой по копиру. Исходя из результатов расчетного исследования гл.3, к моторным испытаниям были представлены следующие два объекта-поршня для двигателя 1Ч 8,5/8,0:

- 1 - серийный с бочкообразным профилем юбки (твердость поверхности 80НВ) без покрытия;
- 2 - опытный с увеличенной методом старения до 140НВ твердостью юбки, имеющей антифрикционное покрытие Molykote D10 и комбинированный профиль с рациональными шагово-высотными параметрами.

Примечание: поршень с двухпоршным профилем юбки по причине его достаточно обстоятельной экспериментальной исследованности в ранее выполненных работах здесь не изготавливали и не испытывали.

Используемая в качестве средства испытаний материалов машина трения МИ-6 представляла собой стандартный трибومتر вращательного типа, соответствующий международному классу Алмен-Виланд согласно ASTM D-3233. Назначение машины - измерение момента (коэффициента) трения и износа смазываемой пары металлических образцов типа «неподвижная колодка – вращающийся диск». Применяемые материалы образцов могли варьироваться в зависимости от задачи эксперимента, то же касалось смазочного материала в масляной ванне машины.

Исходя из методической концепции достижения максимальной чувствительности и информативности измерения показателей трения, для антифрикционных испытаний материалов на машине был принят хорошо апробированный метод сопоставления диаграмм Штрибека (зависимостей коэффициента трения смазываемой пары образцов от нагрузки).

Сравнительные испытания поршневых материалов были проведены с использованием минерального моторного масла Shell Helix SAE 10W-40 API SF/CC.

Результаты испытаний обнаружили прогнозирувавшееся (гл.2) и проявившееся в расчетах (гл.3) снижение трения при наличии антифрикционного покрытия на образце из алюминиевого сплава повышенной твердости во всем диапазоне нагрузок (рис.3).

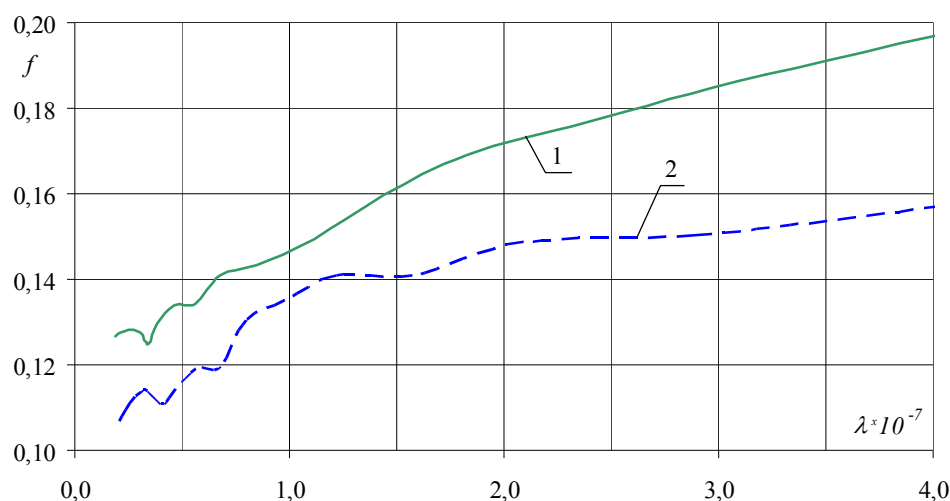


Рис.3. Сопоставление диаграмм Штрибека для алюминиевых поршневых материалов: 1 - без модификации; 2 – с модификацией (повышенная до 140НВ твердость и покрытие Molykote D10)

С учетом инструментальной относительной погрешности метода измерения коэффициента трения ($\pm 3\%$) даже минимальная разница, составившая 7%, являлась значащей. Рассчитанные в ходе обработки результатов эксперимен-

та средние значения коэффициентов трения в характерных режимах трения были, как отмечалось выше, использованы при выполнении сравнительных расчетов трибологической эффективности антифрикционного покрытия юбки поршня по программе PISTON-DHT. В целом снижение коэффициента трения, обусловленное совокупным действием упрочнения и антифрикционного покрытия Molykote D10, составило от 6 до 14% (табл.3).

Таблица 3

Результаты испытаний поршневых материалов на машине трения

Номер объекта (см. рис.3)	Среднее значение коэффициента трения по режимам трения		
	Гидродина- мический	Смешанный	Граничный
1	0,154	0,125	0,128
2	0,132	0,107	0,110
Снижение трения, %	14	6	14

Испытания на машине трения подтвердили важную роль триботехнологической модификации поверхностей и, вместе с результатами расчетов, указали на целесообразность проведения моторных сравнительных испытаний серийного и опытного поршней. Программа моторных испытаний включала снятие для каждого из поршней-объектов: внешней скоростной характеристики; характеристики механических потерь; характеристики холодного хода; температурных полей трения цилиндра на режиме прокручивания двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения на трех фиксированных частотах вращения коленчатого вала: 2800, 3200 и 3600мин⁻¹ соответственно. Для снятия температурных полей трения цилиндра в его стенку на расстоянии 1мм от внутренней поверхности было установлено 12 термопар типа Х-К, схема размещения которых представлена на рис.4.

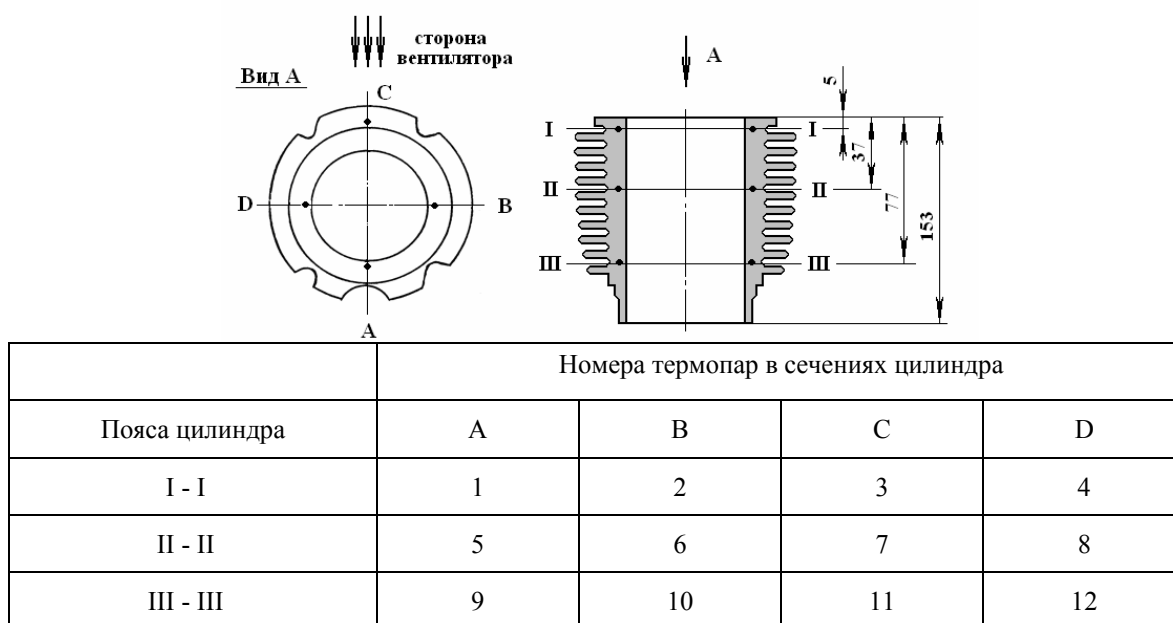


Рис.4. Схема размещения термопар в стенке цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0

Как можно видеть из внешней скоростной характеристики дизеля, замена серийного поршня на опытный значительно проявилась в поведении кривых эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива в области высоких частот вращения, начиная с частоты 3200 мин^{-1} (рис.5, а).

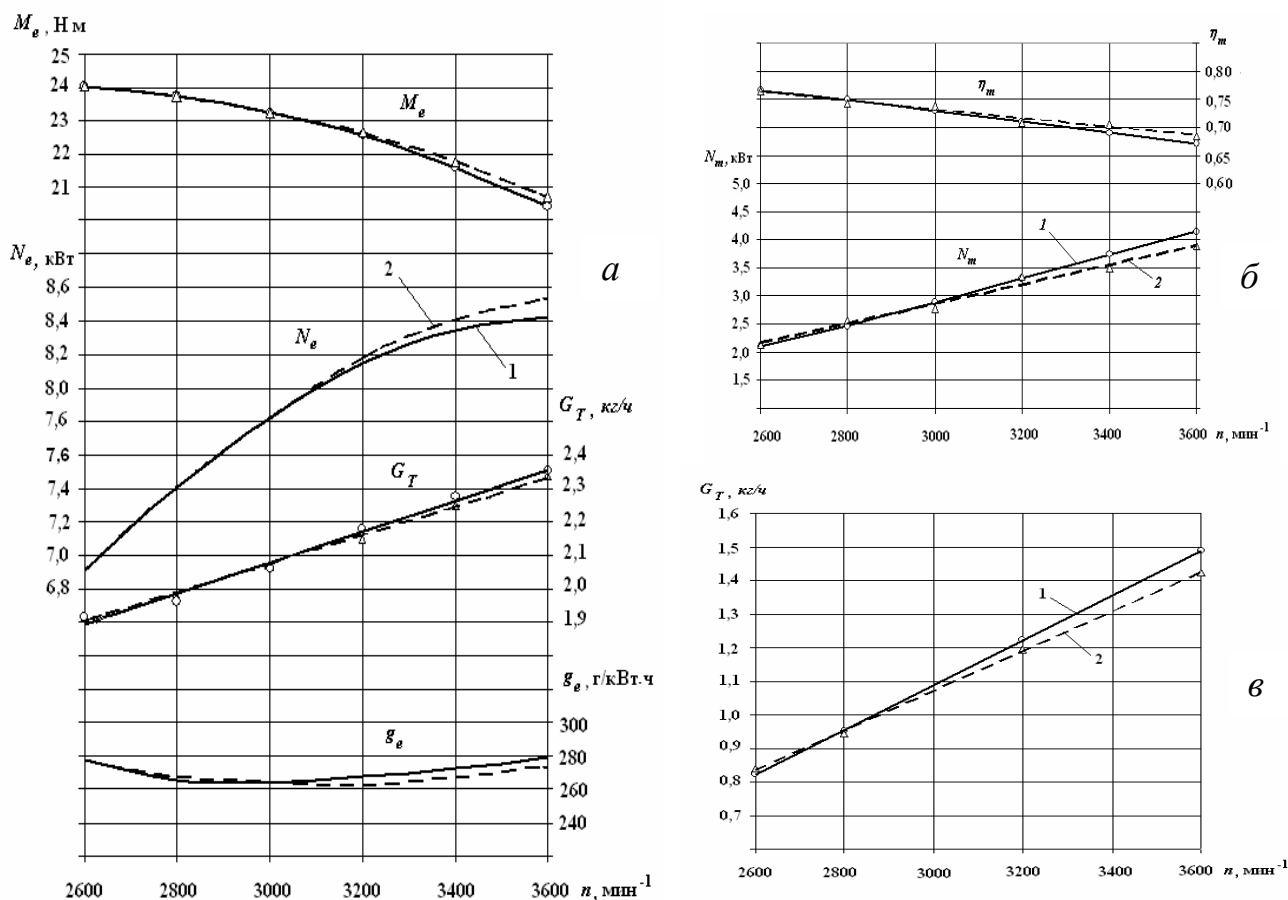


Рис.5. Внешняя скоростная (а), механических потерь (б) и холостого хода (в) типовые характеристики дизеля 1Ч 8,5/8,0: 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

В этой зоне скоростного режима опытный поршень обеспечил увеличение эффективной мощности на $0,12 \text{ кВт}$ или $1,4\%$. Соответствующее улучшение экономичности по удельному эффективному расходу топлива при использовании опытного поршня достигло 6 г/кВт.ч (2%). Объяснение факту проявления энергосберегающих свойств опытного поршня преимущественно в зоне высоких частот вращения объясняется, во-первых, известной низкой чувствительностью типовых методов к оценке малых изменений механических потерь, во-вторых, тем, что влияние профиля, твердости и коэффициента трения поверхности юбки поршня на механические потери наиболее действенно именно при высоких скоростях и нагрузках. Измерение механических потерь типовыми методами прокрутки и характеристики холостого хода для сравниваемых поршней (рис.5, б и в) однозначно показали, что факт и характер увеличения эффективной мощности при использовании опытного поршня вмес-

то серийного был обусловлен исключительно снижением механических потерь, значимо проявившимся также начиная с частоты 3200мин^{-1} . Так, максимальное уменьшение этого показателя, обнаруженное на номинальной частоте вращения коленчатого вала 3600мин^{-1} , составило: по механическому КПД 1,5%; по мощности механических потерь 0,25кВт или 6%; по расходу топлива на холостом ходу 0,07кг/ч или 5%.

В отличие от типовых методов оценки механических потерь, при использовании более чувствительного метода температурных полей цилиндра было получено, что антифрикционные свойства опытного поршня обнаружили себя на всех исследованных частотах вращения коленчатого вала, включая низкие, и во всех сечениях и поясах стенки цилиндра, обеспечив в среднем меньшее на 7-11% тепловыделение от трения по сравнению с серийным поршнем (рис.6).

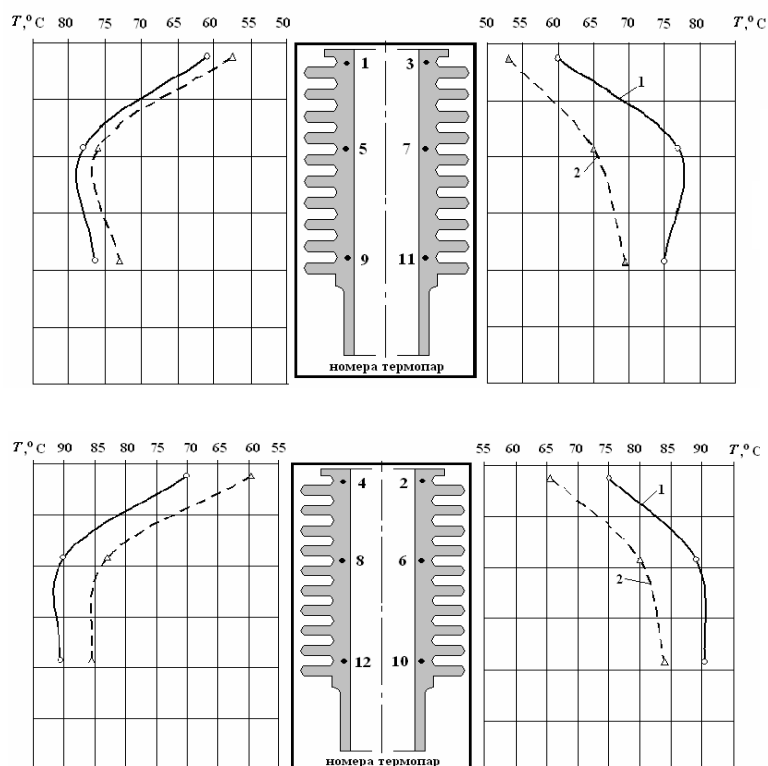


Рис.6. Температурные поля трения цилиндра дизеля в режиме прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения на частоте 2800мин^{-1} : а – плоскость коленчатого вала; б – плоскость качания шатуна; 1 – серийный поршень; 2 – опытный поршень

ВЫВОДЫ

1. Обзор выполненных работ в области снижения механических потерь быстроходных ДВС указал на актуальность профилирования и технологической модификации юбки поршня.
2. На основе положений теории граничного трения предложен подход к минимизации силы трения поршня в граничном режиме смазки, предусматривающий предварительное повышение твердости поверхности юбки поршня перед нанесением на нее тонкого слоя антифрикционного покрытия.

3. В результате применения теории гидродинамической смазки было показано, что при прочих равных условиях комбинация наклонной плоскости с удлинением (несущий участок опытного комбинированного профиля) обладает меньшим гидродинамическим трением по сравнению с отдельной наклонной плоскостью (несущий участок серийного бочкообразного профиля).
4. С помощью специальной расчетной программы подтверждено и численно оценено раздельное и суммарное влияние на снижение механических потерь профилирования юбки поршня, предварительного увеличения твердости ее поверхности и последующего нанесения антифрикционного покрытия.
5. С учетом теоретических и расчетных результатов для дизеля 1Ч 8,5/8,0 изготовлен опытный поршень с комбинированным профилем, увеличенной до 140НВ твердостью и молибденсодержащим антифрикционным покрытием юбки, обеспечивший в ходе моторных испытаний прирост эффективной мощности на 0,12кВт (1,4%), сопровождавшийся соответствующим снижением удельного эффективного расхода топлива на 6г/кВт·ч (2%).
6. Сопоставлением типовых характеристик однозначно установлено, что улучшение энергоэкономических показателей при работе двигателя с опытным поршнем было обусловлено снижением мощности механических потерь на 0,25кВт (6%).
7. При прокрутке двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения замена серийного поршня на опытный сопровождалась меньшим на 7-11% тепловыделением от трения на всех исследованных частотах вращения.

Основное содержание диссертации отражено в публикациях:

1. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения механических потерь в двигателе внутреннего сгорания//Известия вузов. Машиностроение.-2007.-№7.-С.42-50.
2. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические предпосылки снижения механических потерь в ЦПГ модификацией трущейся поверхности поршня//Двигатель-2007: Сб. научн. трудов Межд. конф.-М., 2007.-С.218-220.
3. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретические основы профилирования боковой поверхности энергосберегающего поршня//Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI Межд. научно-практ. конф. - Владимир, 2008.-С.216-220.
4. Путинцев С.В., Пронин М.Д. Теоретическое и расчетное обоснование снижения механических потерь профилированием и модификацией трущейся поверхности поршня ДВС//Известия вузов. Машиностроение.-2008.-№12.-С.33-42.