

На правах рукописи
УДК 621.436.016.4.

Аникин Сергей Алексеевич

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО
ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ И
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Тверь - 1997

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

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Н.А.Иващенко

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор И.В.Леонов

кандидат технических наук,
доцент А.Р.Макаров

Ведущее предприятие - Акционерное Московское
Общество "Завод им.
И.А.Лихачева" (АМО "ЗИЛ")

Защита диссертации состоится "15" *декабря* 1997 г.
в 14⁰⁰ часов на заседании специализированного совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы тепло-

и в Московском государственном техническом универ-
ситете им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортов-
ский проспект, д. 15, корпус 1, кабинет 105, в "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ

в двух экземплярах, заверенные
по адресу: 107005, Москва, 2-ая
Тверская ул. им. Н.Э.Баумана, ученому секре-

1554042

5 " *ноября* 1997 г.

Ефимов С.И.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение энергоэкономических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является важной задачей отечественного двигателестроения. Большую роль в ее решении играет совершенствование конструкции узлов и деталей двигателя, в том числе цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). Сравнительный анализ индикаторных и эффективных показателей автомобильных дизелей обнаруживает существенные резервы энергосбережения за счет снижения механических потерь, энергии соударений и расхода масла на угар в ЦПГ дизеля 84 11/11,5 производства АМО «Зил». Однако выполнявшиеся до настоящего времени экспериментальные исследования условий смазки, трения и износа данного дизеля очень трудоемки, дороги и при этом недостаточно информативны. Поэтому актуально проведение расчетного исследования работы деталей ЦПГ данного двигателя, результатом которого явились бы рекомендации по конструированию указанных деталей с целью снижения расходов топлива и масла на угар.

Цель работы. Повышение энергоэкономических показателей дизеля 84 11/11,5 производства АМО «Зил» путем совершенствования конструкции деталей ЦПГ.

Методы исследования. Используется метод математического моделирования процессов смазки, трения и износа деталей ЦПГ и оптимизация конструкции деталей по результатам вариантных расчетов с помощью специальных вычислительных программ. Предложенные рекомендации проверены экспериментально на основе сравнительных моторных испытаний опытных и серийных объектов.

Научная новизна. В данном исследовании разработаны оригинальные математические модели и соответствующие программы расчета условий работы основных деталей поршневой группы - поршневого кольца и поршня. Особенностью моделей является учет трения в сопряжениях, деформации деталей в ходе работы, характера поперечного движения колец и поршня в пределах зазоров, свойств смазочного материала.

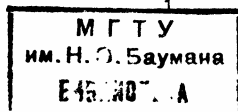
Практическая ценность. Программы, созданные на основе разработанных математических моделей, позволяют эффективно рассчитывать основные энергоэкономические показатели: механические потери и расход масла на угар, а также оценивать качественный характер износа поршневого кольца и поршня. Применение этих программ в со-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1557042

Аникин С.А. Повышение энерг



вокупности с экспериментальной проверкой дает возможность выбора энергоэкономичной конструкции основных деталей поршневой группы.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы были изложены в докладах на Всесоюзных научно-технических конференциях: "Современные проблемы кинематики и динамики ДВС" (Волгоград, 1985 г.), "Контактная гидродинамика" (Куйбышев, 1986 г.), "Износостойкость машин" (Брянск, 1991 г.); на 52-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 1994 г.), на XXV международном научно-техническом совещании по проблемам прочности двигателей (Москва, 1994 г.), на международной научно-технической конференции "Двигатель-97" (Москва, 1997 г.), а также на заседаниях кафедры "Поршневые и комбинированные двигатели" МГТУ им. Н.Э.Баумана (1993 - 1997 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ, в том числе получено одно авторское свидетельство.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложения. Она содержит 103 страницы текста, включая 8 таблиц; 48 рисунков, а также список литературы из 131 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, поставлены цель и задачи исследования, а также изложены основные положения работы.

В первой главе рассматриваются энергоэкономические показатели, методы их расчета и пути повышения.

В соответствии с действующими стандартами показателями топливно-масляной экономичности ДВС являются удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме и относительный расход масла на угар. При условии постоянства индикаторных показателей работы ДВС удельный эффективный расход топлива может быть снижен путем уменьшения механических потерь. Последние при прочих равных условиях определяются в основном значением силы трения в ЦПГ и в меньшей степени потерями кинетической энергии при соударениях поршня о цилиндр.

Расход масла в значительной мере определяется толщиной слоя масла, оставляемого на поверхности цилиндра поршневым кольцом, ближе расположенным к камере сгорания поршня. В свою очередь тол-

шина слоя смазочного материала связана с нагрузкой на детали, а нагрузка определяет износ поверхностей при нарушении сплошности масляного слоя.

Из вышеприведенного следует необходимость нахождения указанных параметров деталей поршневой группы для оценки показателей потерь механической энергии и материалов. Для решения этой задачи наиболее эффективным подходом является математическое моделирование условий работы деталей сопряжения.

Моделированием различных аспектов условий смазки деталей поршневой группы занимались Л.М. Бурштейн, С.В. Кобяков, А.В. Костров, А.Р. Макаров, Э.М. Мохнаткин, Ю.Н. Никитин, В.Н. Никишин, М.Р. Петриченко, Р.М. Петриченко, Г.М. Рык, В.С. Семенов, Н.Д. Чайнов и др..

В исследованиях этих авторов ставились другие цели нежели в данной работе, что обусловило отличия в содержании моделей и выходных параметров.

Разработке методов профилирования рабочей поверхности колец и боковой поверхности юбки поршня посвящены работы Б.Я. Гинцбурга, Р.М. Петриченко, В.Н. Никишина, А.В. Кострова, А.Р. Макарова, Г.М. Рыка и др.

Однако по настоящее время характерные параметры обращенной к цилиндру рабочей поверхности кольца (РПК), такие как угол конусности, радиус кривизны и максимальная стрела бочкообразного профиля, задаются исходя из номинального диаметра и осевой высоты кольца без увязывания параметров РПК с каким-либо энергoэкономическим показателем двигателя.

Крупным вкладом в теорию профилирования поршней наиболее распространенного ныне бочкообразно-овального типа стала работа, выполненная под руководством проф. Б.Я. Гинцбурга. Практика показала достаточную надежность сконструированных по этой методике поршней, однако, с точки зрения энергосбережения они не были оптимальными, т.к. при их профилировании совершенно не учитывался реальный режим смазки и трения, а также характер поперечного движения поршня в пределах зазора.

Наиболее перспективными из альтернативных бочкообразному профилю являются многоопорные поверхности, эффективность применения которых для ползунов впервые была обоснована в монографии Э. Фальца и затем в цикле исследований Г.М. Рыка, итогом которых стала разработка и применение для тракторных дизелей гаммы поршней с

многоопорными профилями юбок, имеющих несущие параболические участки по обеим сторонам оси поршневого пальца.

Недостатком метода профилирования многоопорных поршней по-прежнему было отсутствие численных соотношений, увязывающих параметры профиля с факторами, определяющими режим работы ДВС.

На основании изложенного для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать уточненные математические модели для описания условий работы сопряжений поршневое кольцо-цилиндр и поршень-цилиндр.

2. Обосновать, сформулировать и применить метод профилирования поверхностей трения деталей поршневой группы для повышения энергоэкономических показателей автомобильного дизеля.

3. Выполнить расчетно-экспериментальное исследование с целью оценки эффективности профилирования и других технических решений.

Во второй главе представлены математические модели сопряжений основных деталей ЦПГ.

Равновесие кольца на слое смазки относительно противоположных стенок цилиндра под действием внешних и внутренних сил определяется с помощью модели упруго связанных сечений с возможными перемещениями вдоль осей OX и OY (рис.1).

В силу значительного превышения периметра (полупериметра) кольца по сравнению с его осевой высотой в этой модели пренебрежали боковой утечкой масла и вкладом радиальной скорости кольца в несущую способность. Поэтому для нахождения гидродинамического давления в слое масла с вязкостью μ , скоростью V и толщиной h использовалось уравнение Рейнольдса для одномерного потока в квазистационарной форме:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = -6\mu V \frac{dh}{dx}.$$

Значения давлений p_1 и p_2 на границах РПК принимались известными и задавались как доли давления газов p_r . Отметим, что из-за малого перепада температуры по высоте кольца, для фиксированного угла поворота коленчатого вала вязкость считали постоянной.

Параметры движения поршня определялись в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис.2. Согласно этой схеме пор-

шень обладает тремя степенями свободы: перемещениями относительно цилиндра по координатным осям системы ОХУ и вращением (опрокидыванием) в плоскости этой системы координат.

В модели учитывается влияние на динамику поршня деформации юбки поршня и образующей цилиндра, изменение вязкости смазочного материала по длине нагретых поверхностей деталей ЦПГ.

Применяя к поршню уравнения плоскопараллельного движения твердого тела, имеем систему из трех уравнений с девятью неизвестными. Поскольку такая система неразрешима, то для получения результата воспользовались стандартным приемом разбивки задачи на два этапа.

В первом приближении пренебрегали движением поршня в пределах зазора и использовали оценочные значения всех сил и моментов трения - система уравнений движения поршня становится разрешимой:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= P_x^x + mg\cos\theta, 5\gamma_p - R_{\text{ш}}\cos\beta - F_{\text{ш}}^x - F_{\text{к}}^x; \\ 0 &= -mg\sin\theta, 5\gamma_p - R_{\text{ш}}\sin\beta + R_{\text{ц}}^y + T^y; \\ 0 &= (F_{\text{ш}}^x + F_{\text{к}}^x - P_x^x)y_{\text{с}} - R_{\text{ш}}[\sin\beta(x_{\text{р}} - x_{\text{с}}) + \\ &\quad + \cos\beta(y_{\text{р}} - y_{\text{с}})] + T^x(x_{\text{к}} - x_{\text{с}}) + M_{\text{с}} + M_{\text{ц}}, \end{aligned}$$

где m - масса поршня;
 γ_p - угол развала цилиндров;
 $R_{\text{ш}}$ - реакция шатуна;
 $F_{\text{ш}}, F_{\text{к}}$ - силы трения юбки поршня и кольца;
 $R_{\text{ц}}$ - реакция цилиндра;
 T - сила трения кольца в канавке поршня;
 β - угол отклонения шатуна;
 $M_{\text{с}}$ - момент трения в паре палец-шатун;
 $M_{\text{ц}}$ - момент силы $R_{\text{ш}}$;
 $x_{\text{р}}, y_{\text{р}}$ - координаты оси пальца;
 $x_{\text{с}}, y_{\text{с}}$ - координаты центра масс поршня;
 $x_{\text{к}}$ - осевая координата канавки кольца.

На втором этапе находим положение равновесия поршня относительно цилиндра. При этом для определения гидродинамического давления $p(x, z)$ использовали уравнение Рейнольдса в двумерной нестационарной постановке:

$$\nabla\left(\frac{h^3}{\mu} \nabla p\right) = 6\left(-V \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t}\right).$$

В силу симметричности значений давления относительно плоскости качания шатуна решение этого уравнения искали на половине развертки юбки поршня. При этом на верхней и нижней границе юбки поршня давление равно нулю, а на линиях пересечения поверхности юбки с плоскостью качания шатуна равна нулю производная давления по направлению периметра.

Данная задача решалась проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина (методом конечных элементов - МКЭ). Для решения системы алгебраических уравнений применялся метод неполной факторизации.

Форма зазора юбка поршня-цилиндр h , входящая в уравнение Рейнольдса, определялась как сумма нескольких составляющих:

$$h = h(x, \theta, t) = \Delta_r + h_n + \delta_n + \delta_d + (\Delta_\gamma + \Delta_\gamma) \cos \theta,$$

где h_n - профиль юбки поршня в нагретом состоянии;

δ_n - деформация юбки от действия нормальной нагрузки;

δ_d - деформация цилиндра, обусловленная температурными и механическими факторами;

Δ_γ - приращение зазора при повороте поршня на малый угол γ относительно оси поршневого пальца P ;

Δ_γ - смещение координаты центра масс поршня (точка C) вдоль оси OY относительно своего положения при соосном размещении поршня в цилиндре;

θ - угол по окружности поршня.

Назначение массива $h_n(x, \theta)$ в настоящем исследовании осуществлялось исходя из результатов расчета профилей боковой поверхности поршней по методикам кафедры "Поршневые и комбинированные двигатели" МГТУ им. Н.Э. Баумана, основанным на применении МКЭ.

Параметр δ_n описывает радиальную деформацию поверхности юбки, вызванную действием нормальной нагрузки. Для расчета деформации применяли эмпирическую формулу, полученную в ходе обработки результатов экспериментальных измерений деформации юбки поршня дизеля 84 11/11,5:

$$\delta_n = \frac{10^{-5} N r_{\text{ср}}^3}{3 E L_n h_{\text{ср}}^3} \left[0,015 - 0,1x + \sqrt{10(x_n - 0,002)(0,006 + x - 10x^2)} \right] \times \\ \times \left[1 - \frac{2\theta}{96 - (100x - 7)^2} \right],$$

где $r_{\text{ср}}$ - средний радиус стенки юбки поршня;
 $h_{\text{ср}}$ - средняя толщина стенки юбки;
 x, θ - линейная и угловая координаты деформированного профиля юбки;
 x_n - координата приложения нормальной нагрузки N .

Деформация цилиндра δ_n принималась осесимметричной по форме и, аналогично параметру h_n , рассматривалась в качестве известной входной функции.

Идентификация режимов трения поршня осуществлялась исходя из касания последнего стенок цилиндра. Фактом касания в данной точке считалось достижение критической толщины масляной пленки. Режим граничного трения соответствует касание поршнем стенок цилиндра по обе стороны относительно плоскости, проходящей через ось цилиндра и палец шатуна. Режиму смешанного трения соответствует касание поршнем стенок цилиндра только по одну сторону относительно указанной плоскости. При отсутствии касания полагали режим трения гидродинамическим. В режимах смешанного и граничного трения подсчитывались приложенные к поршню силы контакта.

Учет влияния скорости сдвигания масла на гидродинамическую несущую способность юбки поршня выполняли в процессе численного решения уравнения Рейнольдса путем аппроксимации:

$$\frac{\partial h}{\partial t} \approx \frac{h_i(x, z) - h_{i-1}(x, z)}{\Delta t},$$

где Δt - время поворота коленчатого вала на угол, соответствующий шагу расчета $\Delta \alpha$ (α - угол поворота коленчатого вала).

На первом шаге расчета ($\alpha = 0^\circ$) предыдущее положение поршня считали соосным цилиндру.

Для определения температуры масла в зазоре использовали среднее значение температур сходственных точек поверхностей поршня и цилиндра. При этом распределение температур по длине цилиндра считали линейным, а по длине поршня - кусочно-линейным. Значения температур в характерных точках поверхностей деталей поршневой группы полагали известными входными параметрами.

Динамическая вязкость моторного масла как функция температуры t и марки масла вычислялась согласно эмпирической формуле:

$$\mu = (v_{100} + 11) \cdot 10^{-2} \cdot e^{-10^{-3}(40 - 0,5v_{100}) \cdot t} + (4v_{100} - 10) \cdot 10^{-4},$$

где ν_{100} – кинематическая вязкость масла при температуре 100 °С, входящая в обозначение отечественных моторных масел.

После завершения расчета гидродинамики и параметров движения деталей вычислялись целевые функции. Учитывая реальный характер трения в ЦПГ ДВС, силу трения деталей поршневой группы находили как сумму составляющих гидродинамического и граничного трения поршня (кольца) на основе известных зависимостей Петрова и Амонтона, соответственно.

Потерю кинетической энергии при соударениях поршня о цилиндр находили при помощи зависимости для изменения кинетической энергии тела при плоскопараллельном движении.

Часовой расход масла на угар в отдельном цилиндре оценивали с использованием полуэмпирической зависимости, учитывающей испарение слоя масла со стенок цилиндра за такты сжатие и расширение.

При расчете износа деталей поршневой группы принимали установившийся режим механического истирания поверхностей, описываемый моделью Арчарда. При этом давление контакта изнашиваемых тел вычисляли на основе зависимостей теории упругости.

Идентификация разработанных моделей выполнялась путем сопоставления результатов расчета распределения гидродинамического давления в сопряжениях с результатами расчета этого параметра по моделям других авторов.

Так, сопоставление вида функций распределения гидродинамического давления масла по поверхности юбки поршня (рис.3) свидетельствует об идентичности результатов, полученных в случае применения модели настоящего исследования и модели известной работы О, Ли и Генки.

В третьей главе проводится анализ и расчетное исследование влияния конструкции деталей поршневой группы на энергоэкономические показатели двигателя.

Для рационально сконструированной детали характерно особое сочетание формы, профиля и ориентации элементов детали, способствующее минимизации потерь энергии и материалов в процессе работы ДВС.

В данном исследовании обосновывается целесообразность применения колец с абсолютным перепадом высот РПК $\Delta h = (10...20)$ мкм и юбок поршня с абсолютным перепадом профиля $\Delta h = (12...60)$ мкм. Для длин несущих частей профиля деталей получены следующие соотношения: $l_1 : l_2 = 3 : 1$ – для кольца и $l_1 : l_2 = 2 : 3$ – для

юбки поршня, где l_1, l_2 - длины несущих участков профиля при обратном ($V < 0$) и прямом ($V > 0$) ходах детали, соответственно.

Многочисленные эксперименты по измерению износа кольца в канавке поршня в эксплуатации свидетельствуют, что помимо перекачки, перекоса осей и торцов канавок поршня при работе двигателя имеет место специфическая деформация кольца в пределах зазора канавки поршня, получившая в литературе различные термины: перекос, тарельчатый изгиб, скручивание, угловая деформация и т.п.. В данной работе получена формула представляющая зависимость угла скручивания кольца от размеров и формы его сечения, свойств материала и параметров внешней нагрузки.

Среди поршневых колец дизеля 84 11/11,5 объектом расчетного исследования было выбрано первое (верхнее) компрессионное кольцо, имеющее бочкообразно-симметричный профиль РПК и поперечное сечение в виде равнобокой трапеции. Выбор был обусловлен той ответственной ролью, которую играет данное кольцо в формировании механических потерь и расхода масла на угар.

Результаты расчета позволили выявить четыре лучших профиля из первоначальных тринадцати по признаку минимизации трех целевых функций: расхода масла на угар G_m , изношенной массы m_w и давления механических потерь $P_{мш}$ (табл.1).

Таблица 1

N профиля	Протяженность зон различного вида трения, %			G_m , г/ч	m_w , г	$P_{мш}$, кПа
	Гидродин.	Смешанное	Сухое			
1	83	2	15	12,4	0,502	15,7
2	82	2	16	7,6	0,504	17,0
3	56	14	30	4,1	0,582	22,4
4	75	2	23	3,9	0,259	20,9

По совокупности показателей, приведенных в табл.1, преимущество перед другими обнаружил двухопорный профиль N4; среди бочкообразных профилей лучшими служебными свойствами обладал профиль N3, имеющий рекомендованное соотношение длин несущих участков РПК.

Результаты расчетов целевых функций, в том числе механических потерь $P_{мш}$, уровня акустической мощности соударений L_s и линейного износа h_w поршня, выявили существенное влияние профиля юбки поршня на энергоэкономические показатели (табл.2).

Таблица 2

N профиля	Протяженность зон различного вида трения, %			$P_{\text{жн}}$, кПа	L_s , дБ	h_m , мкм	
	Гидродин.	Смешанное	Граничное			юбка	головка
1	48	42	10	53	108	6	60
2	68	25	7	46	108	1	17
3	85	7	8	47	104	3	10

Вызванное оптимизацией профиля юбки поршня улучшение условий смазки и трения иллюстрируется характером изменения сил трения поршней, представленным на рис.4 (а).

Влияние профиля юбки отразилось также и на показателях износа поверхности поршня. Так, замена серийного бочкообразного профиля N1 на опытный бочкообразный N2 с рекомендованными значениями параметров профиля обеспечила по результатам расчета шестикратное снижение износа юбки и почти трехкратное снижение износа головки поршня. Переход от бочкообразного профиля N1 к двухопорному N3 также снижает износ поверхности поршня: юбки в 2 раза, головки - в 6 раз. Достигнутое снижение интенсивности износа объясняется уменьшением доли как смешанного, так и граничного трения поршней с профилями N2, N3 по сравнению с профилем N1: оптимизированный бочкообразный и двухопорные профили формируют в течение рабочего цикла большие значения толщин слоя масла, чем серийный бочкообразный профиль (рис.4.(б)).

В четвертой главе представлены результаты экспериментальной оценки эффективности предложенных технических решений на дизеле 8Ч 11/11,5.

Объекты исследования предназначались для сравнительных испытаний и включали комплект серийных деталей поршневой группы, комплекты опытных поршней и опытных маслосъемных колец.

Конструкция опытного поршня с двухопорной юбкой совпадала с конструкцией серийного поршня за исключением профиля юбки и поперечного сечения канавки под установку верхнего компрессионного кольца. Выбор асимметричной формы канавки был обусловлен необходимостью управления процессом износа РПК с целью снижения расхода масла на угар и явился следствием результатов выполненного расчетного исследования характера скручивания кольца с различной формой поперечного сечения. В качестве опытного поршневого кольца было выбрано маслосъемное кольцо, выполненное по чертежу серийной

детали из термостойкого антифрикционного полимера Графелон 920, производства НПО "Полимерсинтез" (г. Владимир). В пользу выбора данного материала указывали результаты анализа опыта применения перспективных нетрадиционных материалов для узлов трения поршневых машин.

Для измерения локальных сил трения в ЦПГ применялось оригинальное устройство, использующее метод полос, разработанное при непосредственном участии автора.

Эти эксперименты показали, что в принятом диапазоне режимов работы снижение механических потерь при замене серийного бочкообразного поршня на опытный двухпорный составило от 11 до 19 %.

Стендовые испытания, осуществляемые после обкатки, включали снятие ряда нагрузочных и внешней скоростной характеристик, а также проведение 9-ти часовых угарных циклов с целью определения относительного расхода масла на угар.

Сопоставлением кривых нагрузочной характеристики двигателя установлено, что применение опытных поршней с двухпорными юбками вместо серийных с бочкообразными юбками вызвало значимое снижение удельного эффективного расхода топлива на 6...16 г/кВт·ч (рис.5). Относительный расход масла на угар дизеля, укомплектованного серийными бочкообразными поршнями, был равен 0,55 %; опытными двухпорными - 0,46 %.

Испытания поршней с асимметричной канавкой под установку верхнего компрессионного кольца показали, что данное техническое решение обеспечило снижение относительного расхода масла на угар с 0,55 % до 0,43 %. Замена чугунных маслосъемных колец на аналогичные по конструкции кольца из антифрикционного полимера Графелон 920 привела к снижению удельного эффективного расхода топлива на режиме нагрузочной характеристики на 6 г/кВт·ч (рис.6). Применение опытных колец сопровождалось снижением относительного расхода масла на угар с 0,55 % до 0,31 %. Однако увеличенная осевая высота рабочих поясков скребков (до 0,6...0,8 мм) после испытаний свидетельствовала о недостаточной износостойкости материала и указывала на необходимость дальнейшего улучшения его физико-механических свойств в перспективе применения в ДВС.

ВЫВОДЫ

1. Анализ ранее выполненных работ и результаты настоящего исследования показали, что профилирование поверхностей трения и улучшение триботехнических свойств деталей поршневой группы являются эффективными средствами повышения энергоэкономических показателей современных ДВС.

2. На базе последних достижений в области моделирования динамики ДВС и применения триботехнического подхода разработаны математические модели процессов движения, смазки, трения и износа деталей поршневой группы, отличающиеся от существующих моделей повышенной точностью расчета и информативностью получаемых результатов.

3. Описан метод рационального конструирования поршня и кольца ДВС, основанный на согласовании параметров профиля поверхностей трения с характером внешнего нагружения и кинематикой детали.

4. Разработано и использовано для сравнительной оценки антифрикционных свойств поршней устройство измерения локальных сил трения в ЦПГ, отличающееся повышенной надежностью работы и точностью измерений по сравнению с аналогами.

5. С помощью метода конструирования, результатов математического моделирования трибосопряжений кольцо-цилиндр, поршень-цилиндр и доводки конструкций по замерам сил трения разработаны опытные детали поршневой группы, обеспечившие в ходе стендовых испытаний повышение энергоэкономических показателей дизеля 84 11/11,5.

6. Метод конструирования деталей поршневой группы и программы расчета используются в исследовательской практике и производстве, что подтверждено соответствующими актами внедрения.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Путинцев С.В., Аникин С.А., Песоцкий Ю.С. Новая динамическая модель системы цилиндр-смазочный слой-кольцо-поршень ДВС для расчетной оценки функциональных свойств поршневого кольца // Современные проблемы кинематики и динамики ДВС: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Волгоград, 1985. - С. 85-87.
2. Песоцкий Ю.С., Путинцев С.В., Аникин С.А. Особенности контактирования поршневого кольца произвольного профиля со стенкой цилиндра при работе быстроходного двигателя // Контактная гидродинамика: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Куйбышев, 1986. - С. 186-187.
3. Путинцев С.В., Аникин С.А. Расчетная модель и анализ условий смазки и трения поршневого кольца быстроходного тракторного дизеля // Трение и износ. - 1988. - Т. 9, N 4. - С. 617-626.
4. Путинцев С.В., Михайлов Ю.Г., Аникин С.А. Анализ деформации скручивания поршневого кольца в канавке поршня ДВС // Двигателестроение. - 1989. - N 7. - С. 7-11.
5. А.с. 1575077 СССР, МКИ³ G 01 M 13/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, Ю.С. Песоцкий, М.Г. Полякова и др.; N 4442500/25-06; Заявл. 20.06.88; // Открытия, изобретения, ... - 1990. - N 24. - С.184.
6. Путинцев С.В., Аникин С.А. Универсальная зависимость для нахождения динамической вязкости моторных масел в рабочем диапазоне температур // Двигателестроение. - М., 1995. - С. 70-71.
7. Putintsev S., Anikin S. Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines // Tribology-Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium. - Ostfildern, 1996. - Vol. 3. - P. 2131-2138.
8. Путинцев С.В., Аникин С.А. Математическая модель и результаты расчета трибосистемы поршень-цилиндр ДВС // Двигатель-97: Тез. докл. Международной науч.-техн. конф. - М., 1997. - С. 57.

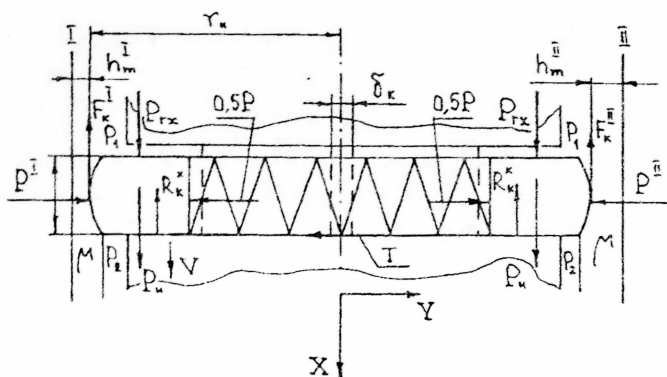


Рис. 1. Расчетная схема сопряжения кольцо-цилиндр

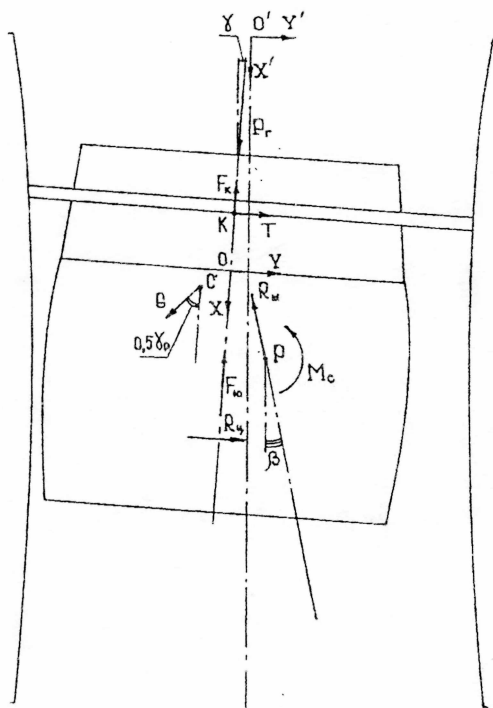


Рис. 2. Расчетная схема сопряжения поршень-цилиндр

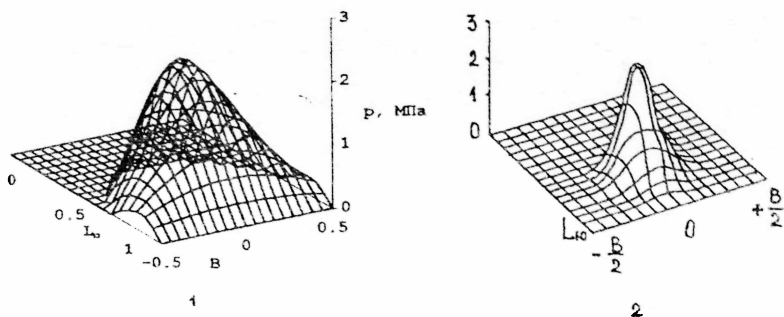


Рис. 3. Распределение гидродинамического давления масла на поверхности юбки поршня: 1 – расчет по разработанной модели, 2 – расчет по модели О, Ли и Генки

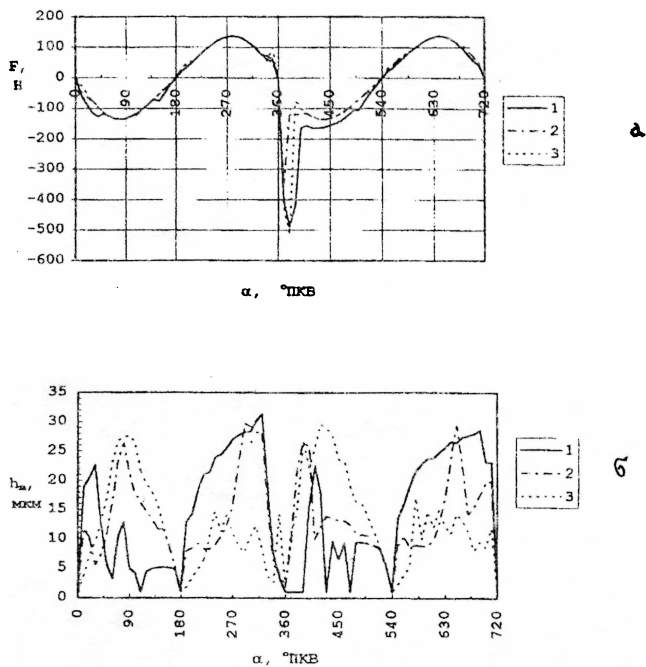


Рис. 4. Силы трения (а) и минимальные толщины слоя масла на юбке (б) поршней: 1 – серийный бочкообразный, 2 – оптимизированный бочкообразный, 3 – двухопорный

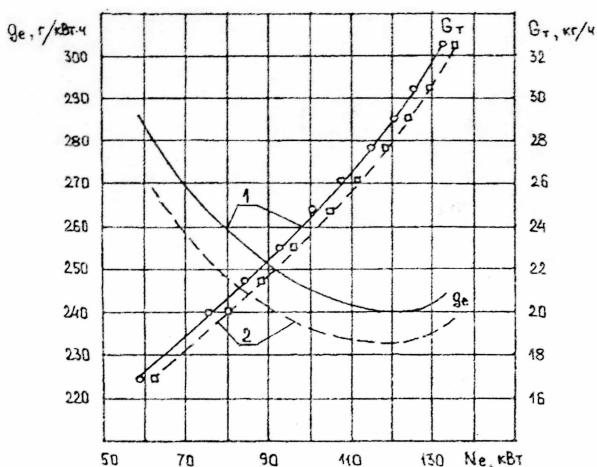


Рис. 5. Нагрузочная характеристика дизеля 84 11/11,5 при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$: 1 - серийные бочкообразные поршни, 2 - опытные двухопорные поршни

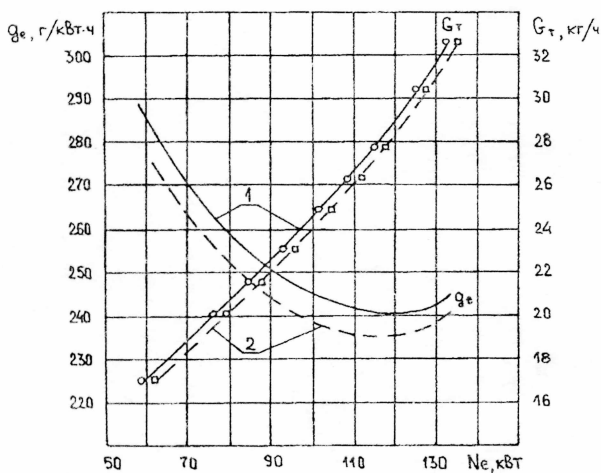


Рис. 6. Нагрузочная характеристика дизеля 84 11/11,5 при $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$: 1 - серийный комплект деталей поршневой группы, 2 - масляеые кольца из полимера Графелон 920