М440918

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи
УДК 621.436.242.7I

КОЛМАКОВ Виктор Иванович

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОРШНЕЙ ФОРСИРОВАННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЁМ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ИХ ОХЛАЖДЕНИЯ

05.04.02- Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Москва - 1985

Работа выполнена на кафедре Э-2 Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им.Н.Э.Баумана и в Центральном ордена Красного Знамени научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ)

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент Н.А.Иващенко

Официальные оппоненты:
доктор технических наук,
профессор Р.Л.Доброгаев

Кандидат технических наук,
ст.науч.сотрудник А.Н.Германов

Ведущее предприятие: Кутаисский автомобильный завод им.Орджоникидзе

Защита состоится "20" января 1986г на заседании специализированного Совета К 053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ им.Н.Э.Баумана по адресу: 107005,Москва,

С диссертацией

Автореферат

Ваши отзывы в [illegible] печатью учреждения, [illegible]сква, 2-я Бауманская, [illegible]етарю совета К [illegible]

Учёный секретарь специализированного совета, кандидат технических наук, доцент [illegible]

М440918

I. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Решениями XXVI съезда КПСС и ряда последующих Пленумов ЦК КПСС намечено, что 40%-увеличение грузооборота в текущем пятилетии должно произойти в основном за счёт повышения доли перевозок грузовыми автомобилями, оснащёнными дизелями. Об экономической эффективности дизелизации автомобильного парка страны подчёркивалось на совещании в ЦК КПСС по вопросам ускорения научно-технического прогресса (II июня 1985г).

Основным путём повышения энерговооружённости и конкурентоспособности серийных и вновь создаваемых дизелей является внедрение газотурбинного наддува, степень использования которого в значительной мере ограничивается уровнем теплонапряжённого состояния деталей камеры сгорания и прежде всего поршня.

В последние годы доля отказов в дизелях с турбонаддувом по причине преждевременного выхода поршней из строя значительно повысилась. Имеются случаи появления задиров в поршнях, оборудованных струйными системами охлаждения поршней. В этой связи вопрос об организации принудительного масляного охлаждения поршней становится актуальным, решение которого будет способствовать повышению надёжности дизелей в целом.

Цель работы. Расчётно-экспериментальное исследование закономерностей теплообмена поршня с охлаждающим маслом и влияние принудительного охлаждения на теплонапряжённое состояние детали.

Методы исследования. В работе использовались расчётно-экспериментальные методы исследования. Расчёты выполнялись на ЭВМ ЕС-1022 и ЕС-1055 с помощью программ моделирования теплонапряжённого состояния деталей двигателя.

Экспериментальные исследования выполнялись на статических моделирующих установках, одноцилиндровых установках и полноразмерных двигателях.

Научная новизна работы. На основании выполненных теоретических и расчётно-экспериментальных исследований создана математическая модель подачи масла на поршень через неподвижную форсунку, получены критериальные зависимости, описывающие распределение локальных параметров теплообмена поршня по участкам, омываемым охлаждающим маслом, проведены расчётно-экспериментальные исследования теплового и напряжённо-деформированного состояния ряда серийных и опытных поршней при различных способах

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1440918
Колмаков В.И. Повышение раб

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

масляного охлаждения и некоторых других способах тепловой защиты, изучены эффективность различных систем в условиях поршней автомобильных дизелей.

Практическая ценность работы заключается в возможности расчётного определения на стадии проектирования теплового и напряжённого состояния поршней при организации различных способов масляного охлаждения поршней, что позволяет повысить эффективность расчётно-экспериментальных и конструкторско-доводочных работ.

Реализация работы. Разработанные рекомендации и результаты исследований по снижению теплонапряжённого состояния поршней внедрены на выпущенных опытно-промышленных партиях дизелей S/D: II0 x II5, I20 x I20 и I30 x I40 мм.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов исследований по указанным поршням подтверждён соответствующими документами.

Апробация работы. Результаты исследований докладывались на I0,II и I2 научно-технических конференциях молодых учёных НАМИ (I977-79г.г.), на Всесоюзном научно-техническом совещании: "Повышение технического уровня, качества, надёжности и долговечности автомобильных двигателей (ВДНХ, 29-3I августа I977), на Всесоюзной научно-технической конференции МАДИ (I-I2 февраля I982г), научно-технической конференции МАМИ, посвящённой 60-летию образования СССР (октябрь-ноябрь I982г) и на Всесоюзной конференции "Теория и расчёт мобильных машин и двигателей внутреннего сгорания " (октябрь I985г).

Публикации. Основные положения диссертации изложены в шести научных статьях и одном авторском свидетельстве.

Объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложения. Она содержит I43 страницы машинописного текста, 92 рисунка, 5 таблиц. Список использованной литературы включает I37 наименований, из них 42 на иностранных языках.

II. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении подчёркивается актуальность темы, определяются предмет и цели исследования.

Первая глава посвящена анализу современных методов повышения работоспособности поршней форсированных автомобильных д-

зелей.

Анализ причин выхода поршней из строя, проведенный автором по ряду автохозяйств РСФСР и КАЗ ССР, позволил установить, что большая их часть связана со случаями нарушения теплового режима работы двигателя или самого поршня. Наиболее часто разрушения поршней встречаются на дизелях с газотурбинным наддувом, в которых не были предусмотрены способы ограничения роста температур деталей камеры сгорания. Основные типы отказов поршней сводятся к залеганиям компрессионных колец, задиру боковой поверхности и юбки поршня, появлению сетки трещин на кромках горловин камер сгорания и в зоне бобышек.

Анализ микроструктуры и прочностных свойств современных поршневых сплавов, основных геометрических соотношений отечественных автомобильных поршней и их зарубежных аналогов, показал, что как у безнаддувных дизелей так и у дизелей с наддувом указанные параметры близки между собой, а прочностные свойства поршневых материалов в основном зависят от температур поршня эксплуатации.

Для оценки теплового состояния поршней и влияния на него наддува осуществлялось термометрирование деталей камеры сгорания на одноцилиндровых установках и опытных полноразмерных дизелях: I ЧН 7,6/8,0, I ЧН II/II,5, I ЧН I2/I2,8 ЧН I2/I2, 8 ЧН I3/I4. В качестве термодатчиков использовались термопары и индикаторы максимальных температур кристаллические (ИМТК).

Экспериментами установлено, что у дизелей с наддувом максимальные температуры в характерных участках неохлаждаемых поршней превышают допустимые с точки зрения прочностных свойств материала значения температуры: у дизелей с вихрекамерой и с пристеночным способом смесеобразования при низком (~ I5%) увеличении P_e, с объёмным при 25-30% форсирования от номинальной мощности (Рис.I,2). Показано, что надёжная работоспособность поршней форсированных дизелей не может быть обеспечена без интенсификации условий охлаждения детали.

Наиболее рациональным путём проведения исследовательских работ по снижению уровня теплонапряжённого состояния поршней могут быть расчётные, позволяющие на стадии проектирования определить с достаточной для конструктора точностью максимальные

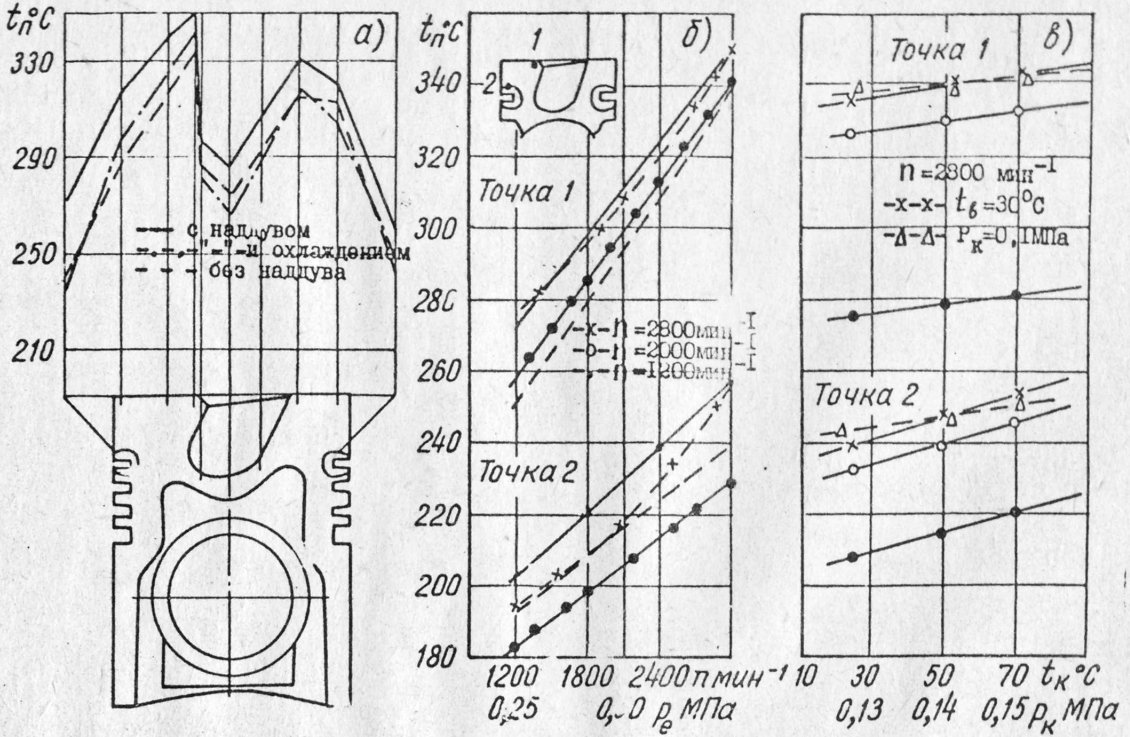


Рис.1. Изменение температур поршня на номинальном (а), скоростном и нагрузочном (б) режимах работы дизеля 1ЧН 11/11,5 и при изменении параметров наддувочного воздуха (в):
б– по скоростному режиму работы– см. обозначения рисунка (а), по нагрузочному режиму работы – $t_в$=30°С.

температуры и напряжения и определить способы их снижения. Однако широкому недрению расчётных методов в значительной мере препятствует отсутствие надёжных граничных условий (ГУ), которые для поршней автомобильного типа в условиях различной организации рабочего процесса требовалось рассчитать не только со стороны поверхностей охлаждения, но и со стороны нагрева. Причём, если для поршней с открытыми камерами сгорания некоторые рекомендации по подбору ГУ со стороны газов имеются, то для поршней дизелей с вихрекамерным и с пристеночным способом смесеобразования таковые отсутствуют вообще.

Со стороны поверхностей охлаждения назначение ГУ представляет не менее сложную задачу, которую приходится решать индивидуально для каждого двигателя, исходя из конструктивных особенностей поршня, организации рабочего процесса, быстроходности и степени форсирования дизеля.

Анализ конструктивного исполнения систем охлаждения поршней, проведенный по дизелям отечественного и зарубежного производств, позволил создать их классификацию, в которой системы рассматривались как объект частичного и всережимного регулирования температурного состояния поршней в зависимости от конструктивного исполнения и режимов эксплуатации дизелей.

В главе приведен краткий обзор работ, посвящённых исследованию процесса теплообмена поршня маслом. К их числу следует отнести работы: А.Н.Германова, Б.Я.Гинцбурга, А.К.Костина, А.В.Кострова, М.К.Овсянникова, Р.М.Петриченко, Г.Б.Розенблита, А.Ф.Шеховцова, А.С.Чугунова, С.Френча, Дж.Буша, А.Лондона, М.Рерля и др. Было установлено, что несмотря на широкое распространение в практике двигателестроения, струйные системы масляного охлаждения поршней являются наименее изученными.

Кроме того, ни в одной из рассмотренных работ не изучался локальный характер теплообмена поршней с маслом. Исключение составила работа Р.М.Петриченко, в которой автор получил выражение для определения локальных параметров теплообмена. Не принижая ценности указанной работы следует отметить, что предложенная в ней модель теплообмена не в полной мере отвечает действительности. Вопрос о способе подачи масла для охлаждения днища и влияние его на распределение локальных параметров теплообмена в работе не рассматривался.

На основании проведенного анализа выполненных ранее работ

были определены следующие задачи данного исследования:

- осуществить исследование теплового состояния поршней и показателей рабочего процесса перспективных автомобильных дизелей при различных уровнях наддува и принудительного охлаждения детали;
- на основании расчётных методов определить локальные ГУ теплообмена со стороны камеры сгорания;
- разработать методику расчётно-экспериментального определения локально-средних параметров теплообмена со стороны поверхностей, охлаждаемых маслом;
- осуществить расчётно-экспериментальное исследование теплонапряжённого состояния поршней при различных способах их тепловой защиты с использованием математических и физических методов моделирования;
- осуществить экспериментальную проверку результатов расчёта и моделирования теплонапряжённого состояния поршня на одноцилиндровых установках и на развёрнутых двигателях;
- разработать систему автоматического регулирования теплового состояния поршней.

Вторая глава диссертации посвящена разработке методики расчётно-экспериментального определения параметров теплообмена со стороны поверхностей, охлаждаемых маслом. Натурные наблюдения, проведенные автором на одноцилиндровой установке, позволили процесс струйного охлаждения поршней с подачей масла через форсунку на верхней головке шатуна формально представить как теплообмен струи жидкости со стенкой, расположенной нормально к набегающему потоку жидкости. В случае подачи масла через неподвижную форсунку, установленную на стенку картера, задача формализуется как теплообмен набегающей пристеночной струи жидкости с полуограниченной вогнутой стенкой. Краткий обзор результатов исследований теплообмена набегающих струй жидкости со стенками различной кривизны, проведенный по работам: Н.И.Акатнова, И.З.Аронова, Р.Гардона и И.Акфирата, И.А.Белова, В.П.Исаченко, В.И.Кушнырёва, Ж.П.Мотаевой, Б.Н.Юдаева, В.Дина, Х.Ито, Я.Мори и других показал, что в большинстве случаев аналитическое решение поставленных задач представляет значительные трудности, поэтому авторы, как правило, обращаются к эксперименту как к средству получения основных зависимостей по гидродинамике и теплообмену. Практически во всех работах в качестве рабочих жидкостей использовались воздух, очень

редко- вода, а сопла выбирались большого диаметра. Эксперименты с маслом с соплами малого диаметра не проводились.

Основой для расчётного определения параметров теплообмена служит подача масла на поршни. При её подводе через форсунки, установленные на верхней головке шатуна, она рассчитывалась по методике Б.Я.Гинцбурга с некоторыми практическими рекомендациями по её применению, изложенными в работах А.К.Костина, Р.А.Насырова, Н.И.Никитина, Г.Б.Розенблита.

Для расчёта подачи масла через неподвижные форсунки, установленные на стенке картера, была разработана математическая модель течения вязкой жидкости в коллекторной системе с равномерно распределёнными по длине каналами и местными сопротивлениями, имитирующими форсунки масляного охлаждения. Модель разрабатывалась на основании работ П.И.Быстрова, И.Г.Мееровича, Дж.Макноуна, Р.Баджуры и др. Модель включает следующие уравнения:

I. Уравнения для перепада давления и расхода масла в коллекторе длиной L, площадью поперечного сечения ω_1, питающего n форсунок с площадью поперечного сечения сопла ω_2 каждая:

$$\frac{1}{P}\frac{dP}{dx} + \left(\frac{f\cdot\pi}{8\omega_1} + \frac{d\beta}{dx}\right)\vartheta^2 + \theta\vartheta\frac{d\vartheta}{dx} = 0$$

$$\frac{d\vartheta}{dx} = -\frac{n}{L}\frac{\omega_2}{\omega_1}\left(\frac{2}{P\cdot H_w}\right)^{0.5}\cdot(\Delta P_{1,2})^{0.5}$$

Граничные условия системы:

$$\vartheta(0) = Q(0) = 1$$

$$\vartheta(1) = Q(1) = 0$$

2. Объединённое уравнение потокораспределения:

$$Q'Q'' + \frac{f}{2\cdot A_2\cdot H_w}Q^2 + \frac{2-\gamma}{H_w}\theta Q' = 0$$

где: $A_2 = n\cdot\omega_2/\omega_1$; H_w – потери напора по длине, f – коэффициент трения, γ, β и θ – поправочные коэффициенты.

Данная система уравнений решалась методом Рунге-Кутта IУ порядка точности. Методика расчёта реализована в виде программ для машин серии ЕС.

Для проверки результатов расчёта, а также для проведения исследований теплообмена между струями набегающего масла и донышком поршня были созданы две статические модельные установки, на которых исследовались гидравлические характеристики систем маслоподачи с форсунками и моделировалось тепловое состояние поршней при организации различных способов масляного охлаждения.

В опытах для определённых режимных параметров набегающих струй масла измерялись распределение статического давления на исследуемой поверхности (P_x), изменение её температуры (t_x)

в зависимости от плотности теплового потока и изменение среднемассовой температуры жидкости вдоль поверхности поршня. В результате исследований были получены опытные данные по изменению скорости на оси струи $U_o(\bar{h})$, скорости на внешней границе пристеночного потока, распределение локальных коэффициентов теплоотдачи вдоль стенки поршня.

В области ускоренного течения с учётом того, что масляные струи из-за значительной вязкости имеют сравнительно невысокую начальную турбулентность, а поднищевое пространство детали покрыто слоем лаковых отложений с низкой теплопроводностью, в значительной мере снижающим влияние турбулентности на эффективность теплопередачи жидкости, обработка опытных данных по теплообмену осуществлялась с использованием чисел подобия, определяемых по параметрам пристенного пограничного слоя с учётом зависимости $\lambda = f(\bar{h})$.

При подаче масла на поршень через форсунку на шатуне зависимость имеет следующий вид:

$$Nu_x = C \cdot Re_x^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} (\bar{h})^{-n}$$

где: $c = 0,057$; $n = 0$; при $8 \le \bar{h} \le 20$; $200 < Re_x < 10^5$

$c = 0,043$ $n = 0,65$ при $2,5 \le \bar{h} < 8$; $150 < Pr < 350$

$$Nu_x = \alpha \cdot X / \lambda \; ; \quad Re_x = W_m \cdot X / \nu$$

При подаче масла на поршень через неподвижную форсунку критериальное уравнение имеет вид:

$$Nu_x = 0,0405 \cdot Re_o^{0,75} \cdot Pr_f \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \left(\frac{\ell}{R}\right)^{0,25} \left[0,91 + 2,95 \left(\frac{\ell}{X}\right)\right]^{0,85}$$

В указанных выражениях приняты следующие обозначения: $\bar{h} = z/d_o$ – безразмерное расстояние между срезом сопла и стенкой поршня; ℓ – длина поверхности охлаждения; k – радиус кривизны стенки; z – расстояние между срезом сопла, диаметром d_o стенкой поршня; X – характерный размер, взятый вдоль стенки поршня.

Усреднение коэффициента теплоотдачи по поднищевым поверхностям выполнялось по площадям. В качестве определяющей температуры принималась среднеарифметическая температура стенки и масла на участке.

Полученные результаты исследований проверялись на работающих дизелях S / D : 110x115, 120x120, 130x140. Было установлено, что результаты эксперимента на работающем дизеле в среднем

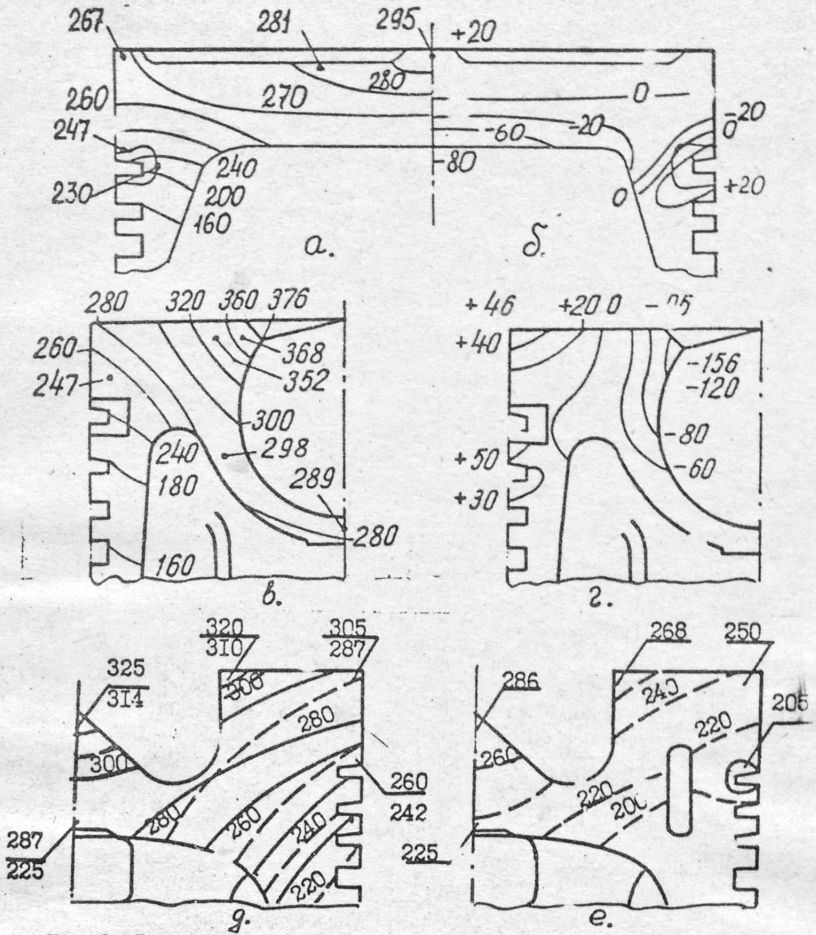


Рис.2. Расчетно-экспериментальные поля температур и окружных термических напряжений поршней дизелей 1ЧН 7,6/8,0 (а), 1ЧН 11/11,5 (б), 8ЧН 13/14 (д,е) без охлаждения (в), при организации струйных (а,г) и полостных (е) способов охлаждения на номинальном режиме работы дизеля.

Точки-места установки термодатчиков; числитель дроби и —— температуры несохлаждаемых поршней; знаменатель и - - - охлаждаемых поршней; б,г- поля окружных термических напряжений поршней (σ_{θ}^{t}, МПа).

на 12% в первом и на 22% во втором варианте превышают данные, полученные на статических установках с поршнями, имеющими эксплуатационный нагар.

Для высокофорсированной серии дизелей на статической установке на первом этапе и на полноразмерном дизеле-на втором, были проведены исследования теплоотдачи в масло при организации полостных способов охлаждения. На основании обработки опытных данных были уточнены зависимости, позволяющие рассчитать параметры теплообмена в таких системах при организации циркулирования и взбалтывания масла в частично заполненных галереях.

В третьей главе приведена методика и расчётное исследование 2-х и 3-х мерного теплового и напряжённо-деформированного состояния поршней с использованием метода конечных элементов. При этом была использована программа, разработанная в МВТУ им. Баумана.

Расчётами установлено, что тепловое состояние поршней дизелей с наддувом, как правило, превышает предельно допустимые значения, и без введения мер по снижению максимальных температур эксплуатация дизеля невозможна. Моделирование теплового состояния поршней форсированных дизелей по P_e в диапазоне изменения N_e от 15% до 65% от номинальной при организации различных способов охлаждения показало, что струйные системы с подачей масла через форсунку на верхней головке шатуна и на стенке блока позволяют снизить температуру в наиболее опасных участках поршней соответственно на 5-7°С и 18-30°С, циркуляционная - на 40-45°, а с охлаждением взбалтыванием масла в полости - до 75°С (Рис.2).

Указанные расчёты производились на осесимметричных моделях. На их основе были определены требуемые для обеспечения удовлетворительного температурного состояния расходы масла при различных уровнях форсирования дизелей и нескольких способах охлаждения поршней. Для высоконагружённых в тепловом отношении поршней расчётным путём были выбраны форма и положение полости в головке детали.

Уточнённые в процессе проведения исследования на осесимметричных моделях граничные условия теплообмена использовались при проведении расчётов на трёхмерных моделях. Была установлена существенная неравномерность распределения температур по элементам детали и влияние на него масляного охлаждения. В качестве примера на рис.3 приведено температурное поле поршня диаметром 120 мм, рассчитанное для неохлаждаемого поршня и со струйным

охлаждением. Видно, что неравномерность распределения температур по донышку поршня с введением принудительного охлаждения повысилась, однако максимальные температуры снизились на 7-12%.

Оптимальные с точки зрения теплового и напряжённого состояний параметры охлаждающего масла, форма и полости выбирались с учётом напряженного состояния. Было установлено, что максимальные значения окружных термических напряжений σ_θ^t локализуются по кромкам горловин камер сгорания. Максимальная их величина для поршней наддувных модификаций дизелей зависит от уровня форсирования двигателя и для поршней с открытыми камерами составляет σ_θ^t = - (35-50) МПа. Для поршней, в двигателях которых используется пристеночный способ смесеобразования, σ_θ^t достигают значений - 150 МПа (предельная величина для поршневых силуминовых сплавов). У поршней дизелей с организацией вихрекамерного процесса наиболее напряжённым участком является центральная часть обращённой к пространству картера стенки, где величина σ_θ^t достигает -80 МПа (Рис.2).

Введение охлаждения поршней вызывает повышение окружных термических напряжений, однако прочностные свойства силуминовых поршневых сплавов при этом улучшаются из-за существенного снижения максимальных температур.

В четвёртой главе приводятся основы методики и результаты экспериментального исследования теплового и напряжённо-деформированного состояния поршней на тепловой установке с использованием радиационного нагрева от галогеновых ламп. Исследовался поршень дизеля 8 ЧН 12/12 с осесимметрично расположенной камерой сгорания.

В связи с тем, что в отечественной и зарубежной практике расчётных исследований теплонапряженности поршней основной расчётной схемой являются осесимметричные в работе осуществлено сравнение результатов расчёта с использованием двумерных и трёхмерных моделей и эксперимента. С этой целью было проведено термо- и тензометрирование огневой поверхности днища с использованием 4-х розеток малобазовых высокотемпературных тензодатчиков, установленных в зону кромки камеры сгорания по направлениям главных напряжений. По результатам экспериментальных исследований на статической установке было показано удовлетворительное совпадение результатов экспериментального и расчётного исследований для меридионального сечения осесимметричной и трёхмерной моделей.

В пятой главе приводятся результаты экспериментального после-

дования теплового состояния поршней дизелей с наддувом при введении различных способов масляного охлаждения.

Данные эксперименты позволили уточнить параметры теплообмена со стороны охлаждающего масла и проверить достоверность результатов расчётных и модельных исследований. Установлено, что струйное охлаждение поршней с использованием подачи масла через коммуникации кривошипно-шатунного механизма позволяет обеспечить надёжную эксплуатацию дизеля с объёмным способом смесеобразования при его форсировании не менее 25% от номинальной мощности. Организация подачи масла через неподвижные форсунки вместе с установкой нирезистовых вставок под верхнее компрессионное кольцо расширяет диапазон форсирования дизеля до 40%. Циркуляционное охлаждение и охлаждение взбалтыванием в частично заполненных полостях обеспечивают удовлетворительное температурное состояние поршней, отвечающее требованиям надёжной эксплуатации при форсировании дизеля до 65%.

На форсированных высокофорсированных автотракторных дизелей в последние годы широко используются системы промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, которые совместно с системами масляного охлаждения поршней позволяют расширить возможный диапазон форсирования дизеля по P_e. Для проведения подобных исследований был спроектирован, изготовлен и на дизеле 8 ЧН I3/I4 испытан охладитель наддувочного воздуха. Экспериментами установлено, что с введением промежуточного охлаждения наддувочного воздуха максимальные температуры характерных участков поршней дизеля 8 ЧН I3/I4, форсированного по P_e до $\sim$ I,0 МПа, дополнительно снижаются на I0-25%. Последнее позволяет в ряде случаев осуществить переход от дорогостоящего охлаждения к более дешевому струйному.

С целью определения доли теплоты теряемого поршнем при организации принудительного охлаждения, на заключительном этапе расчётно-экспериментальных исследований был снят тепловой баланс дизеля без и с использованием струйного масляного охлаждения поршней. Эксперимент показал, что с введением охлаждения теплоотдача в воду снижается, а теплоотдача в масло увеличивается в среднем на 2,5%. Последнее удовлетворительно согласуется с результатами расчётного определения теплового баланса и данными других авторов. На рис.4 приведена сводная зависимость по использованию различных способов охлаждения поршней форсированных автомобильных дизелей.

Расчётно-экспериментальными исследованиями установлено, что в большинстве случаев необходимость в организации принудительного охлаждения поршней возникает при нагрузке, составляющей не менее 75% от номинальной. Для реализации указанного при непосредственном участии автора была разработана система автоматического включения масляного охлаждения поршней. Разработанная система защищена авторским свидетельством.

Кроме того в работе имеются:

- расчёт экономической эффективности от внедрения поршней с полостным масляным охлаждением;
- акты внедрения результатов расчётно-экспериментальных исследований на автозаводе им. Лихачёва и Ярославском моторном заводе;
- авторское свидетельство на систему охлаждения дизеля.

Ш. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

I. Экспериментальными исследованиями теплового состояния поршней, проведенными на одноцилиндровых установках и полноразмерных двигателях установлено, что форсирование дизеля с пристеночным способом смесеобразования без введения принудительного охлаждения их поршней невозможно. В дизелях с объемным смесеобразованием необходимость в использовании охлаждения поршней возникает при их форсировании наддувом по мощности свыше 20-25% от номинальной.

2. Разработана методика расчёта параметров теплообмена поршня с охлаждающим маслом, позволяющая в отличие от ранее существующих методов учитывать влияние способов подачи масла к поршню на распределение локальных параметров теплообмена, знания которых необходимы при проведении расчётных исследований тепловой напряжённости поршней серийных и вновь проектируемых перспективных автомобильных двигателей.

3. Выполненные расчётные исследования автомобильных поршней различного конструктивного исполнения с использованием МКЭ показали, что удовлетворительное температурное состояние поршней дизеля с пристеночным способом смесеобразования может быть достигнуто при организации струйного охлаждения и форсировании дизеля по мощности не более чем на I5%, у поршней с открытыми камерами сгорания – не свыше 30%. При дальнейшем форсировании требуется введение полостных способов охлаждения.

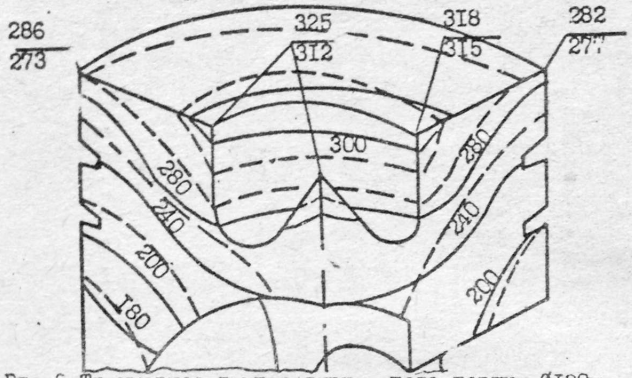


Рис.3.Трехмерное температурное поле поршня Ø120мм. Числитель и (——) без охлаждения; знаменатель и (- -) со струйным охлаждением.

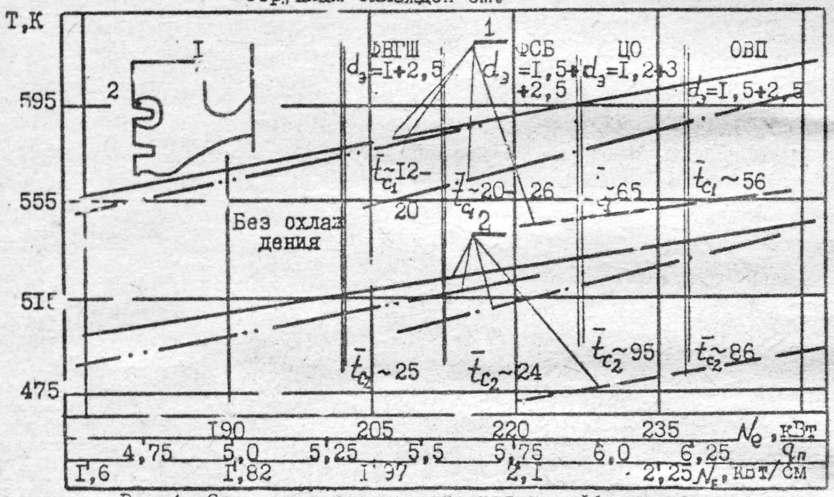


Рис.4 Сравнительная характеристика эффективности различных способов масляного охлаждения поршней дизеля 6ЧН I3/I4. ФВГШ-форсунка на верхней головке шатуна; ФСБ-форсунка на стенке блока; ЦО-циркуляционное охлаждение; ОВП-охлаждение взбалтыванием масла в частично-заполненной полости; $d_э$-эквивалентный диаметр соплового отверстия форсунки (мм); $\bar{t}_{c_1}$ и $\bar{t}_{c_2}$ -удельное относительное снижение температур I-го и 2-го участков поршня(К.кВт.ч/л); —— максимальные температуры неохлаждаемых поршней; охлаждаемых: -.-.- ФВГШ,-.- ФСБ,- - - ЦО и ОВП; $N_ε$-поршневая мощность; q_n-критерий тепловой напряженности поршней Ч.К.Костина.

4. Расчётно-экспериментальными исследованиями с привлечением физических методов моделирования на статических установках определено, что наиболее напряжёнными участками поршней являются кромки горловин камер сгорания, максимальные значения окружных температурных напряжений, на которых достигают величины: у поршней дизелей с пристеночными способами смесеобразования -(140-156) МПа, у поршней с открытыми камерами сгорания - (35-52) МПа в зависимости от степени форсирования дизеля. Принудительное охлаждение повышает уровень термических напряжений, но из-за снижения максимальных температур способствует повышению работоспособности конструкции.

5. Сравнение результатов расчёта с использованием МКЭ и эксперимента на двигателях подтверждает надёжность расчётных методов анализа теплового и напряжённо-деформированного состояния поршней дизелей, форсированных наддувом. Относительное расхождение результатов по температурам не превысило 12%.

6. Результаты стендовых испытаний поршней дизелей различного конструктивного исполнения показали, что эффективность струйных систем охлаждения составила: у дизелей с пристеночным способом смесеобразования 5-12^{0}С, с объёмным до 30^{0}С, у поршней с организацией циркуляционного движения масла в галереях -до 45^{0}С, у поршней со взбалтыванием масла в частично заполненных каналах - до 75^{0}С.

7. Результаты стендовых испытаний поршней дизелей 8 ЧН 13/14 при форсировании их до 65% от номинальной мощности показали, что перспективными способами регулирования теплового состояния поршней высокофорсированных дизелей следует считать совместное использование различных способов масляного охлаждения и промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, при котором максимальные температуры участков дополнительно снижаются на 10-25%.

8. Сравнение результатов экспериментального исследования теплового состояния поршней показало, что необходимость во введении принудительного охлаждения возникает при достижении двигателем не менее 75% $P_{eн}$. Последнее ставит целесообразным использовани в системах масляного охлаждения поршней автоматического управления подачи масла на поршень.

IУ. СПИСОК РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

I. Колмаков В.И. Некоторые тенденции развития способов охлаждения поршней в зарубежных автомобильных дизельных двигателях с газотурбинным наддувом.- В об.: Конструкции автомобиля. - Труды/ НИИавтопрома, 1978 , № 3 , - с.71-80.

2. Журков В.Е.,Колмаков В.И.,Воробьёв С.С. О тепловом состоянии деталей ЦПГ автомобильного дизеля 8 Ч I2/I2 при форсировании его турбонаддувом. – Двигателестроение, I980, № 6 – с.I5–I6.

3. Колмаков В.И.,Казакова В.Д.,Прокофьева Т.Н. Прочностные характеристики поршней автомобильных дизелей. – Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания: Тез.докл. Всесоюзный научно-технической конференции. – М.,МАДИ, I982, с.I67.

4. Улучшение теплового состояния поршней дизелей с турбонаддувом / В.Д.Аршинов,С.С.Воробьёв, В.И.Колмаков и др. – Автомобильная промышленность, I983 . № I – с.4–5.

5. Казакова В.Д.,Колмаков В.И.,Кратко А.П. – Температурное состояние поршней опытного автомобильного дизеля размерности I Ч II/I2,5 , форсированного наддувом.–Труды/НАМИ: Исследование, конструирование и расчёт тепловых двигателей внутреннего сгорания. – М.,I983. – 73–86.

6. Аршинов В.Д.,Григорьев М.А.,Колмаков В.И. Выбор рационального способа охлаждения поршней автомобильного дизеля. – Автомобильная промышленность,I984, № 7. – с.I2–I5.

7. А.С. № 853I28 (СССР) . Система охлаждения дизеля /Е.Н.Зайченко,В.А.Петренко, А.Н.Моисейчик,В.И.Колмаков и др. – Б.И,I98I, № 29. – с.4.

П-97583 от 24.I0.I985 года. Заказ 1261.Объем I.0 п.л.Тир.I00.

Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана,I07005 Москва, 2-я Бауманская 5.

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА