

М 498334

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

УДК 621.436

КАВТАРАДЗЕ РЕВАЗ ЗУРАБОВИЧ

ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРАХ СТОРАНИИ
ДИЗЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 1991

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
главный научный сотрудник
Болдырев И.В.

доктор технических наук,
профессор Костин А.К.

доктор технических наук,
профессор Шеховцов А.Ф.

Ведущая организация - Центральный научно-исследовательский дизельный институт
(ЦНИДИ)

Защита состоится "18" декабря 1991 г. в 14 часов
на заседании специализированного совета Д 053.15.10 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу: Лефортовская набережная, д. I, корп. факультета "Энергомашиностроение", ауд. 234.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ.

в двух экземплярах, заверенные
по адресу: 107005, Москва, Б-5
ученому секретарю специали-

ноябрь 1991 г.

Иван Н.А.Ивашенко

м I п.л. Зак. 896. Тир. 100
Баумана

М498334

Актуальность проблемы. Дизели, обладая рядом преимуществ, в первую очередь, высокой топливной экономичностью, в настоящее время завоевали господствующее положение в транспортных и стационарной энергетике и представляют основную часть поршневых двигателей, общая мощность которых в несколько раз превышает установленную мощность всех электростанций страны.

Развитие современного двигателестроения происходит по пути форсирования по удельной мощности и сопровождается дальнейшим ростом теплонапряженности основных деталей, образующих камеру сгорания (КС), что связано с изменением условий теплообмена.

Локальный теплообмен, определяющий долговечность и надежность конструкции, до настоящего времени исследовался в основном экспериментально, что приводило к большим затратам материальных и трудовых ресурсов на проектирование и доводку дизелей. Одновременно локальный теплообмен является одним из наиболее узких мест в современной теории двигателей внутреннего сгорания (ДВС), что безусловно сдерживает углубление исследований с целью создания перспективных форсированных дизелей и доводки существующих.

Поэтому создание эффективных экспериментально обоснованных расчетно-теоретических методов исследования локального теплообмена в КС дизелей является актуальной проблемой, поскольку ее решение позволяет повысить научно-технический уровень проектирования перспективных, модернизации и доводки существующих дизелей и получить народно-хозяйственный эффект за счет снижения себестоимости и затрат на экспериментальную доводку двигателей.

Цель работы. Основной целью работы является решение комплекса теоретических, методических и экспериментальных вопросов, связанных с созданием новых уточненных математических моделей и методов расчета локального теплообмена в КС дизелей.

Научная новизна работы определяется тем, что:

- предложен единый подход к решению задач локального теплообмена в КС дизелей, основанный на концепциях метода контрольных объемов (МКО);
- предложена и реализована математическая модель локальных



- нестационарных температур рабочего тела в объеме КС;
- рабочее тело рассматривается как движущаяся серая среда поглощающая и излучающая лучистую энергию;
- рассматривается сложный (радиационно-конвективный) теплообмен, в отличие от традиционного в теории ДС аддитивного подхода;
- учета реальной геометрии (кривизна поверхностей) КС при исследовании сложного теплообмена;
- в отличие от традиционной гипотезы о ламинарном течении в пограничном слое цилиндра дизеля, рассматривается задача турбулентной пограничного слоя;
- предложен новый подход к решению краевых задач теплопроводности для деталей ДВС, сочетающий положительные свойства методов конечных элементов (МКЭ) и конечных разностей (МКР).

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

- применением общих систем уравнений термо- и гидродинамики, фундаментальных законов тепло-массообмена с соответствующими граничными условиями и современных численных и аналитических методов реализации математических моделей;
- использованием при обосновании предложенных математических моделей внутрицилиндровых процессов достоверных опытных данных, полученных автором на разработанной им специальной экспериментальной установке для индиферирования двигателя и измерения локальных нестационарных тепловых потоков в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов;
- использованием достоверных результатов исследований, выполненных в МГТУ, ЛПИ, ХПИ, ЦНИДИ, МАДИ, ИТТФ АН УССР, НТИ КАМАЗ, ИАЭ им. И.Г.Курчатова, в университете г. Росток, в техническом университете г. Мюнхен и др.;
- экспериментальным подтверждением достаточной точности разработанных математических моделей на примерах распределения нестационарных локальных тепловых потоков, стационарных и нестационарных температур, замеренных на поверхностях головок цилиндра и поршней на работающем двигателе при различных режимах работы;
- применением ГОСТов и нормативных актов при расчетно-экспериментальном исследовании дизелей.

Значимость работы для науки и практики состоит в том, что:

- изложены расчетно-теоретические основы проектирования и доводки перспективных дизелей путем разработки теоретических и экспериментальных методов определения локальных тепловых нагрузок и теплового состояния основных деталей дизелей;

- разработаны алгоритмы и программы, реализующие уточненные математические модели локального теплообмена КС и позволяющие с достаточной для практики точностью решать задачи проектирования, доводки и модернизации дизелей;

- по проекту и непосредственном участии автора в НТЦ АО КАМАЗ была создана экспериментальная установка для измерения локальных нестационарных температур и плотностей тепловых потоков в КС быстроходных дизелей;

- решения ряда теоретических, методических и экспериментальных вопросов определения локальных тепловых нагрузок и теплового состояния основных деталей ДВС позволяют сократить материальные и трудовые затраты на проектирование и доводку быстроходных дизелей;

- результаты диссертационной работы внедрены на предприятиях КАМАЗ, КАЗ, "Грузсельмаш", а также в учебный процесс в МГТУ им. П.Э.Брауна.

Атробация работы. Результаты исследований, составляющих основу диссертации, докладывались на: ежегодных научно-технических конференциях по результатам НИР кафедры "Комбинированных двигателей" МГТУ (Москва, 1983, 1984, 1985 гг.); НТЦ управления проектирования двигателей НТЦ КАМАЗ (Набережные Челны, 1990 г.); заседании кафедры "Комбинированных двигателей" МГТУ (Москва, 1990 г.); Всесоюзной научной конференции по теории и расчету мобильных машин и ДВС (Тбилиси, 1985 г.); Всесоюзной научно-практической конференции "Проблемы энергетики транспорта" (Москва, 1988 г.); Международном симпозиуме "Расчетные методы в инженерных работах по судостроению" (Варнемонде, 1988 г.); Всесоюзных школах-семинарах "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (Усть-Нарва, 1985 г., Канев, 1989 г., Москва, 1991 г. рук. чл.-корр. АН СССР А.И.Леонтьев); Всесоюзном научно-методологическом семинаре "Проблемы создания перспективных ДВС с высоким наддувом" (Харьков, 1991 г. рук.

проф. А.Ф.Шеховцов и проф. А.Э.Симсон); научном семинаре кафедры "Энергетические установки" Ростовского университета (Росток, 1987 г. рук. проф. К.Штипер); научном семинаре института ДВС при Мюнхенском техническом университете (Мюнхен, 1990 г. рук. проф. Г.Вонши).

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в 30 печатных работах, в том числе в одной монографии (в соавторстве), а также изложены в отчетах по госбюджетным и хозяйственным темам МГТУ за 1983-1991 гг.

Автор защищает:

- Экспериментально обоснованные математические модели локального теплообмена в КС дизелей, позволяющие определить:
 - локальные нестационарные температуры рабочего тела в объеме КС;
 - локальные коэффициенты теплоотдачи или плотности тепловых потоков на поверхностях КС;
 - тепловое состояние деталей дизеля.
- Методы численной реализации этих моделей и результаты, полученные на основе этих методов исследований.
- Результаты определения локальных нестационарных тепловых нагрузок на поверхностях КС дизелей, полученные опытным путем на специальной установке.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения и приложения (документов, подтверждающих внедрение). Глава I содержит анализ работ по исследованию локального теплообмена в дизелях, а также определение основных групп задач исследования, выбор и обоснование обобщенного метода их решения. Главы 2-5 содержат результаты проведенных исследований и основные выводы.

Работа содержит 265 страниц основного текста, 117 рисунков, 5 таблиц, список литературы из 256 наименований и приложение на 5 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы создания эффективных экспериментально обоснованных расчетно-теоретических методов исследования локального теплообмена в КС дизелей.

Приведена общая характеристика работы.

В главе I приводится аналитический обзор теоретических и экспериментальных методов исследования конвективного и лучистого

го теплообмена в дизелях, а также основных методов расчета теплового состояния деталей двигателя, изложенных в работах Андриана В., Батурина С.А., Белицкого Л.М., Вошни Г., Плеча Е., Иващенко П.А., Костина А.К., Людвига П., Максимова Е.А., Овсяникова М.К., Петриченко М.Р., Петриченко Р.М., Пфлаума В., Розенблита Г.Б., Стефановского Б.С., Страдомского Л.В., Флина П., Хейвуда Дж., Чайнова Н.Д., Чепмана М., Шеховцова А.Ф., Штипера Ч. и их сотрудников. Сформулированы основные три группы задач по исследованию локального теплообмена в цилиндре дизеля:

1. Задачи определения локальных нестационарных температур рабочего тела.
2. Задачи определения граничных условий.
3. Краевые задачи теплопроводности.

Решение этих задач представляет собой теоретическое обобщение и решение крупной научно-технической проблемы — создание новых, уточненных математических моделей и методов расчета локального теплообмена в дизелях —, имеющей важное народно-хозяйственное значение, так как позволяет повысить научно-технический уровень проектирования перспективных, доводки и модернизации существующих двигателей.

Предложен и обоснован единый подход к решению задач всех трех групп на основе обобщенного метода контрольных объемов (МКО). При этом основные детали, ограничивающие объем камеры сгорания (КС) и рабочее тело в этом объеме рассматриваются как один континуум. Последний представляется как конечное число контрольных объемов (КО), для каждого из которых "контролируется" соблюдение интегральных законов сохранения. КО, на которые разбивается объем цилиндра по ходу поршня, деформируются в осевом направлении и обеспечивают соблюдение законов сохранения массы, количества движения и энергии. КО, на которые разбиваются детали дизеля, согласно поставленной задачи теплопроводности, должны обеспечивать соблюдение только интегрального закона сохранения энергии. В отличие от "простых" неразделенных КС, в полуразделенных и разделенных камерах течение газа в течение всего рабочего цикла, включая и процесс сгорания, носит более закономерный, в большинстве случаев близкий к струйному движению характер. В этом случае с целью уменьшения расходов на расчеты как традиционных конструкций КС, так и оригинальной, подтвержденной авторским свидетельством, представляются в виде

двух крупных КО 1. определяется скорость газа в разделяющем эти крупные КО сечении. При известной начальной скорости на основе математической модели турбулентного пограничного слоя для крупных КО определяются локальные тепловые нагрузки на поверхностях КО. Показано, что интегральный метод исследования пограничного слоя Кармана-Кружиллинга хорошо вписывается в обобщенный МКЭ. Показана целесообразность разработки такого подхода к численным решениям краевых задач теплопроводности ДВС, который сочетает положительные стороны методов конечных элементов (МКЭ) и конечных разностей (МКР). Исходя из изложенных соображений, предложена общая логическая схема решения поставленных задач локального теплообмена в цилиндре дизеля на основе обобщенного МКЭ (рис. 1). Эта схема указывает на взаимосвязи задач различных групп и ее можно рассматривать как общий план действия для достижения поставленной цели. Кроме того, она является настолько общей, что ее можно использовать для расчета практически всех существующих конструкций дизелей.

Глава 2 посвящена моделированию локальных нестационарных температур рабочего тела в объеме цилиндра, в частности, предложена методика расчета этих температур с учетом реальных процессов, протекающих в дизелях. На основе опытных данных или с помощью известных соотношений для расчета процессов впрыскивания определяются относительные концентрации топлива в КО. На основе первого закона термодинамики получена система уравнений для расчета локальных нестационарных температур T_i рабочего тела в i -том КО (гл. 2)

$$\sum_k U_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} C_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta U_{ucn,i} \frac{dm_{ucn,i}}{d\tau} + \Delta U_{cr} \frac{dm_{cr,i}}{d\tau} = \\ = \sum_j^{n_v} \lambda_{ij} \frac{T_j - T_i}{s_{ij}} F_{ij} + \sum_j^{n_w} \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_j^{n_{vv} + n_{ww}} \Psi_{ij} G_o (T_j^4 - T_i^4) - \\ - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_j^{n_v} \left(\sum_k \frac{C_{pk} T dm_k}{d\tau} \right)_{ij}, \quad (I)$$

где n_v , n_w — соответственно количество КО и участков поверхности стенки, примыкающих к i -тому КО; n_{vv} и n_{ww} — общие числа КО в пространстве цилиндра и участков на поверхностях теплообмена. Индекс k указывает на компоненты рабочего тела. Остальные обозначения являются общепринятыми. Система (I) интегрируется в пределах "начало сжатия — конец расширения", поэтому с большой точностью можно считать, что начальное распределение температуры



Рис.1. Логическая схема решения задач локального теплообмена в дизелях на основе обобщенного МКО.

в объеме цилиндра является равномерным. Кроме того, задаются значения нестационарных (давление в цилиндре $p_{\infty}(\tau)$ и степень черноты рабочего тела $\epsilon(\tau)$) и стационарных (локальные температуры T_{w_j} и степени черноты ϵ_{w_j} отдельных участков поверхности КС), полученные на основе экспериментальных данных. Однако решение системы (I) невозможно без предварительных расчетов процессов истарения и сгорания топлива в КО, а также оценки локального коэффициента теплоотдачи α_{ij} и обобщенных взаимных площадей обмена излучением (ОВПОИ) Ψ_{ij} . Скорость испарения определяется по методу проф. Д.Н. Вурубова, согласно которому сначала рассматривается испарение отдельной капли топлива, а затем определяется количество топлива, испарившегося в Δt келе, который представляется как статистический ансамбль дискретных капель. Используется метод аналогии между процессами тепло- и массопереноса. Сгорание топлива в контрольных объемах рассматривается как бимолекулярная реакция между газообразным топливом и кислородом. Зависимость скорости реакции от температуры выражается через константу сгорания, которая определяется по закону Аррениуса. В результате получена система уравнений, позволяющая независимо от (I) определить изменение масс жидкого газообразного топлива, а также кислорода в отдельных КО в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля. Полученные данные используются при решении системы (I), интегрирование которой осуществляется в два этапа. Сначала каждый КО рассматривается как закрытая термодинамическая система, а процессы испарения и сгорания принимаются как воздействие источников членов, так как они описывают физические процессы в КО. В данном случае из системы выпадают члены, выражающие массообмен между контрольными объемами. Определив T_i , а также скорость деформации КО, из уравнения состояния определяются локально-различные давления P_i . Однако рассчитанные таким образом T_i являются предварительными. Исключительно T_i рассчитывается на втором этапе, когда под воздействием турбулентного массообмена происходит выравнивание давления, при этом учитываются поправки на массообмен в зависимости от уровня турбулентности на основе известных зависимостей Ревинкеля, Магнусена и Хьертгера, т.е. контрольные объемы рассматриваются уже как открытые системы и расчет массообмена продолжается до выполнения условия $(\sum |P_i - P_{\infty}|)/P_i \leq \Delta P$, где ΔP - заранее заданная малая

величина; P_{∞} — давление в цилиндре, полученное индицированием двигателя. Определение ОБПОН Ψ_{ij} в условиях КС дизеля связано с большими трудностями, отчасти из-за того, что ее значение следует определять для трех различных случаев лучистого теплообмена: "поверхность-поверхность" — $\Psi_{F_i F_j}$; "поверхность-объем" — $\Psi_{F_i V_j}$; "объем-объем" — $\Psi_{V_i V_j}$. Для расчета этих величин в данной работе используется метод, предложенный В.Найделом и Г.Гаулом, и развитый П.Людвигом. Коэффициент конвективного теплообмена определяется с помощью соотношения, предложенного автором:

$$\alpha_{ij} = \lambda_{ij} \left[\frac{1}{\sqrt{\pi} \alpha_{ij} \tau} + \frac{2}{(T_i - T_{w_j}) \sqrt{\pi} \alpha_{ij}} \sqrt{\tau} \frac{\Delta T_i}{\Delta \tau} \right] \quad (2)$$

где теплопроводность λ_{ij} и температуропроводность α_{ij} определяются как функции средней температуры логарифмического слоя. Мгновенная температура T_{15} рабочего тела в центральной части КС достигает порядка 3000 К, тогда как около поверхности поршня T_{31} или крышки T_1 она существенно меньше (рис. 3). При этом T_1 и T_{31} относятся к КО, расположенным у смежных поверхностей крышки и поршня по оси цилиндра. Из рис. 3 видно, что температура рабочего тела в районе поверхности крышки получается больше, чем у поршня. Однако такое соотношение не носит строго стабильный характер и в основном определяется неравномерностью перераспределения концентрации топлива и кислорода по КО. В некоторых частях КС локальная нестационарная температура близка по своему значению к средне-массовой температуре T_{∞} . На рис. 4 приведены изменения относительной доли лучистого теплообмена q_R/q_{Σ} в зависимости от этой температуры. Характер изменения q_R/q_{Σ} в основном можно объяснить характером изменения степени черноты рабочего тела. Влияние степени черноты поверхности в данном случае не является решающим. Относительно малая доля лучистого теплообмена приходится на гильзу, наибольшая на крышку цилиндра. Изменение доли лучистого теплового потока, воспринимаемого поверхностью поршня, в зависимости от T_{∞} близко к изменению q_R/q_{Σ} , усредненному для всей поверхности цилиндра.

Так как в настоящее время практически отсутствуют надежные экспериментальные данные по нестационарным локальным температурам, а выполненные исследования в основном ограничиваются оценкой максимальной температуры в нескольких зонах КС, то с целью получения достоверных результатов в процессе исследования были определены следующие условия коррекции расчетных данных:

а) скорости сгорания, рассчитанные для отдельных контрольных объемов должны дать в сумме значения скорости сгорания для всего объема камеры. В случае наличия дисбаланса на каждом временном шаге осуществляется коррекция расчетных величин $\frac{\Delta m_{сг. i}}{\Delta \tau}$ так, чтобы было выполнено условие:

$$\sum_i \frac{\Delta m_{сг. i}}{\Delta \tau} = \frac{x_2 - x_1}{\tau_2 - \tau_1} m_{цик}. \quad (3)$$

где x_1, x_2 — доли сгоревшего топлива к моментам времени τ_1 и τ_2 определяются по известным соотношениям Н.Разлейцева и И.Вибе,

б) рассчитанные ОРТОИ Ψ_{ij} должны удовлетворять условиям Нуссельта об отделении геометрических факторов от энергетических;

в) должно соблюдаться уже упомянутое выше условие минимального дисбаланса между расчетными $P_i(\tau)$ и индикаторными $P_{\infty}(\tau)$ давлениями.

Соблюдение этих условий, а также тот факт, что полученные максимальные значения локальных температур рабочего тела и локальные тепловые нагрузки на отдельных деталях дизеля хорошо согласуются с экспериментальными данными других авторов (В.Смайлис, Н.Разлейцев, Г.Розенбит и др.), позволяет заключить, что предложенная математическая модель с достаточной точностью отражает физическую картину протекания рабочего процесса в дизелях. Решение задач первой группы показывает, что требуется задание функциональных зависимостей для локальных коэффициентов теплоотдачи (или локальных плотностей тепловых потоков), которые в данном случае должны приниматься априорно, что обусловлено спецификой фундаментальной теории теплообмена. Для задач, основная цель решения которых заключается в определении граничных условий теплообмена (задачи второй группы) в зависимости от таких параметров рабочего тела как скорость, температура, теплофизические свойства и т.д. необходимо проведение обстоятельных исследований теплопередачи в пристеночных слоях камеры сгорания.

Глава 3 посвящена разработке и обоснованию математических моделей сложного теплообмена в КС дизеля.

На основе дифференциального уравнения энергии в виде Фурье-Кирхгофа предложена математическая модель для приближенного расчета количества теплоты, передаваемой стенкам КС. Необходимость разработки такой модели вытекает из предложенного метода расчета нестационарных локальных температур рабочего тела в объеме

КС (см. гл. I). Кроме того, она используется при расчете скоростей перетекания газа в полуразделенных КС, а также при расчете рабочего процесса и составления теплового баланса дизеля. В данном случае специфика поставленной задачи позволяет ввести ряд упрощений, в результате которых она сводится к расчету распределения температуры в рабочем теле при его охлаждении (нагревании) от T_{∞} до T_w . Использование операционного метода (метода интегрального преобразования Лапласа) позволило получить решение в аналитическом виде для конвективного теплообмена (2). Обоснована целесообразность замены q_v через скорость нарастания температуры рабочего тела. Приведен сравнительный анализ полученного решения и известной формулы В. Аннанда. Показано, что обе эти зависимости качественно одинаково отражают влияние режимов работы двигателя, однако в эмпирической формуле Аннанда искусственным образом введен член, выражающий скорость нарастания температуры и используются эмпирические коэффициенты, требующие уточнения в зависимости от различных факторов, поэтому она и аналогичные ей формулы мало пригодны при решении системы (I). С целью учета лучистого теплообмена принимается гипотеза линейного изменения массовых долей компонентов рабочего тела и в качестве основного используется алгоритм, изложенный в работах А. Костина, Г. Ситкейя и др. Полученные результаты с достаточной точностью совпадают с опытными данными. Подчеркивается, что предложенная упрощенная модель предназначена для расчета общего количества теплоты, передаваемой к стенкам КС.

С целью определения локальных тепловых нагрузок на поверхностях КС (задачи второй группы на рис. I) рабочее тело в КС рассматривается как движущаяся, излучающая и поглощающая энергию серая среда. Поток рабочего тела в цилиндре условно разделяется на две части: ядро потока и пограничный слой. Проведена оценка размеров и массовой доли твердых частиц сажи от всех масел и газообразного рабочего тела, сосредоточенного в пограничном слое, которая показала, что скорость перемещения этих частиц практически не отличается от скорости потока. Кроме того, согласно исследованиям Р. Милликена, А. Шака, М. Якоба и др. температура сажистых частиц и газа практически не отличаются друг от друга. Это позволяет пользоваться уравнениями неразрывности, движения и энергии, записанными для случая однород-

ного потока.

С целью учета реальной геометрии поверхности КС дизеля в математическую модель течения рабочего тела в пограничном слое введем произвольные ортогональные криволинейные координаты (рис. 5). Из обобщенного уравнения сохранения для предложенной расчетной схемы получена система из уравнения неразрывности и двух уравнений количества движения

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (H_3^* u) + \frac{\partial}{\partial y} (H_1 H_3^* v) &= 0; \\ \rho \left(H_1 \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{vu}{H_1} \frac{\partial H_1}{\partial y} \right) &= -\frac{1}{H_1} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{H_1^2 H_3^*} \frac{\partial}{\partial y} (H_1 H_3^* \tau_T); \\ \rho \frac{u^2}{H_1} \frac{\partial H_1}{\partial y} &= \frac{\partial p}{\partial y}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $H_1 = 1 - y/r$; $H_3 = R - y \cos \theta$ представляют собой коэффициенты Ляме, $\theta = 1$ соответствует осесимметричной постановке задачи, $\theta = 0$ - плоской. Граничные условия задачи (рис. 5)

$$y=0, u=v=0, \tau_T = \tau_w; y=\delta_m, u=u_m, \tau_T=0; y=\delta, u=0, \tau=0. \quad (5)$$

Из (4) видно, что влияние кривизны поверхности КС на усредненные турбулентные параметры u , v , τ_T имеет порядок $1/r$. В случае выпуклой поверхности последние члены в правых частях коэффициентов Ляме меняют знак. Система уравнений (4) с граничными условиями (5) используется для решения гидродинамической задачи, которая по существу является первым этапом решения общей задачи локального теплообмена.

Математическая модель переноса энергии в пограничном слое рабочего тела в случае сложного теплообмена состоит из уравнения энергии:

$$\rho \left(\frac{u}{H_1} \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) = \frac{1}{H_1 H_3^*} \frac{\partial}{\partial y} \left[H_1 H_3^* (q_k + q_R + \tau_T u) \right], \quad (6)$$

где $q_R = E_+ - E_-$, а E_+ , E_- - соответственно плотности излучения в направлении оси y и в противоположном направлении, для определения которых требуется еще два дополнительных уравнения переноса лучистой энергии, которые с учетом специфики КС дизеля записаны в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_+}{\partial y} &= \beta \epsilon (\epsilon_0 T^4 - E_+); \\ -\frac{\partial E_-}{\partial y} &= \beta \epsilon (\epsilon_0 T^4 - E_-), \end{aligned} \quad (7)$$

с граничными условиями $y = 0$, $E_+ = E_+(0)$, $E_- = E_-(0)$ (рис. 5). Здесь коэффициент β учитывает влияние диффузности излучения и определяется как функция числа Бугера $\beta(Bu) = E_2(Bu)/E_3(Bu)$. Интегро-экспоненциальные функции второго E_2 и третьего E_3 порядка согласно С. Чанг-Трасекару определяются разложением в бесконечные ряды. Проведен численный анализ этих рядов и выданы практические рекомендации для их использования в условиях КС.

Согласно предложенной модели движение рабочего тела рассматривается как квазистационарное. Правомерность такого допущения доказана на основе анализа числа Струхала. Анализ теплотехнических свойств рабочего тела и конструктивных материалов, используемых в дизелях, и предварительная оценка числа Бруна показали, что задачу теплообмена между рабочим телом и стенками КС можно решать как несопряженную: сначала определить локальные граничные условия, а потом на основе этих данных решить краевую задачу теплопроводности деталей г/зеля (см. гл. 5).

Задача расчета турбулентного пограничного слоя в КС дизеля имеет тривиальное решение, удовлетворяющее как уравнениям (4), так и соответствующим граничным условиям. В отличие от ламинарного пограничного слоя в данном случае затруднено нахождение интегральных инвариантов (условия нетривиальности решения), поэтому следует задать скорость для какого-нибудь значения x (например, для расчета локального теплообмена в наплывневом пространстве — в сечении кромки поршня). Кроме того, для расчета локального теплообмена на поверхности камеры в поршне необходимо знание скорости втекания газа в эту камеру. Таким образом, для расчета полуразделенных (а также разделенных) КС необходимо знание скоростей перетекания. Проведенный анализ существующих на настоящего времени формул показал, что они не учитывают процесс сгорания вообще или учитывают только скорость нарастания давления при сгорании, пренебрегая при этом тепловыделением, не учитывают теплообмен со стенками, а также деформацию потока при перетекании вследствие отрывного течения. В диссертации предложен аналитический метод решения задачи на основе уравнения сохранения энергии для открытых термодинамических систем и получение формулы для расчета скоростей перетекания рабочего тела в полуразделенных КС дизелей. При этом из-за существования инерционного отрыва потока у кромки поршня возникает необходимость определения коэффициентов сужения струи ξ_u и ξ_v . С этой це-

лю течение в КС рассматривается как двумерное и потенциальное, что позволяет использовать метод конформного отображения. В результате задача сведена к задаче Мизеса и получены параметрические решения для ξ и ζ . Соотношение теплоемкостей $k = C_p/C_v$ рассматривается как функция доли выгоревшего топлива, коэффициента избытка воздуха и температуры рабочего тела на основе данных Райсахера-Танисита. В диссертации приведен сравнительный анализ, показывающий, что известные до настоящего времени соотношения (А.Пишингер, 1957; Г.Фитцджердж и Г.Аллисон, 1962; М.Завлин и В.Смайлис, 1968; В.Волостин, 1968; Н.Иванченко и др., 1972; В.Егоров, 1976; М.Хру, 1978; В.Грюнвальд, 1980; Б.Стефановский 1981; Р.Петриченко, 1983) при определенных допущениях получаются как частные случаи предложенного подхода.

Глава 4 посвящена расчетно-экспериментальной исследованию граничных условий теплообмена в КС дизеля, т.е. решению задач второй группы (см. рис. 1), а также экспериментальной проверке полученных расчетно-теоретических результатов. В качестве основы используется математическая модель (4)-(7). С целью расчета динамического пограничного слоя на отдельных участках поверхности КС дизеля используются свойства консервативности законов турбулентного пограничного слоя в смысле Кутателадзе-Леонтьева и система уравнений (4) замыкается соотношениями Блазиуса, Прандтля, Кармана и Никурадзе ("Полумикрическая теория" Прандтля-Кармана). При этом профиль скорости в пристеночной области задается по логарифмическому закону, а в струйной области по закону гиперболической функции или по уравнению Шлихтинга-Абрамовича. В результате из системы (4) получено интегральное соотношение:

$$\left(1 + \delta_m \frac{\partial H_1}{\partial y}\right) \left[\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_m} u^2 dy - \frac{u_m}{H_2^2} \frac{d}{dx} \int_0^{\delta_m} H_2^2 u dy + \frac{\tau_w}{\rho} \right] + \frac{1}{H_2^2} \frac{dH_2^2}{dx} \int_0^{\delta_m} H_1 u^2 dy + u_m^2 \delta_m \frac{\partial H_1}{\partial y} \frac{d\delta_m}{dx} = 0, \quad (8)$$

которое по существу является обобщением интегрального условия Кармана для случая осесимметричной задачи турбулентного течения на криволинейной поверхности КС. С целью облегчения решения логарифмический профиль скоростей был заменен "степенным законом" с показателем α , связанным с показателем β из формулы напряжения трения по условию Кармана $\alpha = \beta/(2-\beta)$. Показано, что максимальная скорость рабочего тела в пограничном слое как для осесимметричной, так и для плоской задачи выражается через

Функции $U_m = M \propto^{-0.5}$, где коэффициент M определяется для конкретных задач турбулентного пограничного слоя в КС. Аналогично гидродинамической задаче, задача об определении локального теплообмена в КС решается также с применением интегрального метода (м. рис. 1). Из уравнений энергии и (6) и неразрывности системы (4) получено интегральное соотношение

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_T} H_3 U (T_\infty - T) dy = \frac{H_{10} H_{30}}{\rho c_p} \left[q_{kw} + (E_- - E_+) \right]_0^{\delta_T}, \quad (9)$$

представляющее обобщенное интегральное условие Г.Н.Кружилина для теплового пограничного слоя излучающего и поглощающего энергию рабочего тела в КС. В этом выражении $q_{kw} = q_{kw}|_0^{\delta_T}$ есть значения плотности конвективного теплового потока на поверхности КС. Из (9) получено обобщенное дифференциальное уравнение для толщины потери энтальпии δ_T^{**} . При допущении, что коэффициент ослабления лучистой энергии $\kappa \rightarrow 0$ получаем значение δ_T^{**} для чисто конвективного теплообмена. При известном значении толщины потери энтальпии δ_T^{**} для сложного и конвективного теплообмена определяются значения локальных чисел Стантона, Нуссельта, а также локальные коэффициенты теплоотдачи или локальные плотности тепловых потоков. Полученные дифференциальные уравнения относительно δ_T^{**} используются для решения отдельных частных задач локального сложного теплообмена для различных конструкций КС дизелей (камера типа ЯМЗ, ПНИДМ, сферическая камера). На первом этапе был исследован локальный конвективный теплообмен при сжатии-расширении в цилиндре без впрыска топлива. В данном случае основная система уравнений (4)–(7) упрощается из-за отсутствия в КС источников излучения. В работе проанализирован случай разрыва α -функции в процессе сжатия. Расчетная схема течения в полуразделенных КС принимается на основе модели Вошни-Трифоновича, однако в отличие от этой модели, где под термином "локальный теплообмен" понимается теплообмен на отдельных поверхностях (поверхность крышки, поверхность камеры в поршне), предложенная математическая модель представляется более обобщенной. В качестве примера приведем КС быстроходного дизеля 8ЧН12/12, как наиболее сложная с точки зрения геометрии поверхности. Показано, что решение данной задачи получается как частный случай полученных обобщенных соотношений. Представляет научный и практический интерес расчет локального теплообмена

1498334

в газодиффузионных камерах сгорания в поршне. В данном случае удается получить аналитическое решение с использованием преобразований Манглера-Степанова. С целью проверки результатов расчета были замечены нестационарные локальные тепловые потоки в КС дизеля при отключенной топливopаспределителе. В диссертации приведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных по нестационарным локальным тепловым потокам, показывающий на адекватность предложенной модели (максимальной разницы между мгновенными значениями расчетных и экспериментальных плотностей тепловых потоков составляет 12-15 %). Показано, что существование в КС "обратного вихря" при сильной закрутке воздуха во время впуска не создает принципиальных осложнений при использовании в расчетах предложенной модели локального теплообмена.

Существенное влияние на интенсивность локального конвективного теплообмена имеет частота вращения коленчатого вала (она со своей стороны определяет скорость течения в цилиндре). Тепловые нагрузки достигают свои максимальные значения на поверхности поршня в районе юбки, а на периферии поршня их значения заметно уменьшаются. Однако, если эта разница хорошо наблюдается при высоких частотах вращения, то при низких заметно падает. Это объясняется характером изменения радиальной скорости U_r , что находится в полном соответствии с предложенной моделью. В скоростных точках на оси цилиндра тепловые нагрузки на поверхности поршня получаются выше, чем на поверхности головки, что обусловлено различными значениями скоростей, обтекающих эти поверхности. Распределение нестационарных тепловых потоков по радиусу на поверхности головки ближе к осесимметричному, если не считать межклапанную перемычку, где тепловые нагрузки (как мгновенные, так и усредненные по циклу) достигают своих максимальных значений.

В диссертации приведены краткое описание алгоритма и практические рекомендации для расчета локального сложного (радиационно-конвективного) теплообмена, учитывающие специфику процессов в КС дизеля, а также некоторые результаты расчетно-экспериментального исследования сложного теплообмена в камерах сгорания дизелей 64 I8/22, 64 I2/I2, 84 I2/I2. На рис. 6 приведены значения мгновенных локальных коэффициентов сложного α_m и лучистого α_{rm} теплообмена. Доля α_{rm} от α_m меняется от

несколько процентов примерно до 40 %. Следует заметить, что достигает своих максимальных значений с некоторым запаздыванием по сравнению с α_m , что объясняется тем, что максимальные значения α_m в основном определяются максимальным значением α_{km} (так как он составляет основную долю от α_m). Основным фактором, определяющим значения α_{km} — это скорость перетекания газа в полуразделенных КС. Последняя в свою очередь зависит от скорости нарастания давления в цилиндре, тогда как характер изменения α_{km} в основном определяется протеканием температуры рабочего тела за пограничным слоем. Расчеты показали также некоторый (3–4 %) рост доли α'_m от α_m на периферии КС по сравнению с ее центральной частью, что можно объяснить тем, что на периферии КС скорость u_m существенно падает, т.е. падает доля конвекции в сложном теплообмене. На рис. 7 приведено сравнение значений α_m , полученных по разработанной методике, и α_m^0 , полученных с использованием традиционного аддитивного подхода. Видно, что аддитивный подход дает завышение значения, что соответствует известным результатам фундаментальной теории теплообмена (Кутателадзе, Сай Ши-и, Бисемян и др.). На рис. 8 приведены результаты расчета числа Больцмана Bo и видно, что оно имеет сугубо локальный характер в отличие от традиционного для дизелей Bo , предложенного А.Гурвичем и использованного до настоящего времени в теории ДВС.

Сопоставление результатов, полученных нами, с результатами, полученными по методике, в основу которой заложена гипотеза о ламинарности пограничного слоя в КС, показало, что последний дает занижение значения локальных коэффициентов теплообмена примерно на 50 %. На рис. 9 приведены результаты в виде функции $Nu = f(Re_m)$ и видно, что нетрудно найти явный вид этой функции для каждого угла поворота коленчатого вала, достаточно точно определяющую локальное число Nu_m . Однако нахождение обобщенной зависимости для расчета мгновенных локальных Nu_m для процесса сжатие–сгорание–расширение в целом удастся только с большим приближением. Действительно, критериальная формула, полученная нами и с хорошей точностью описывающая средний теплообмен $Nu_m = 0,011 Re_m^{0,8}$ дает расхождение для отдельных φ примерно на 45 %, что конечно не приемлемо для расчета локальных тепловых нагрузок на поверхностях КС при проектировании дизелей. Заметим, что из последней с учетом того, что теплопровод-

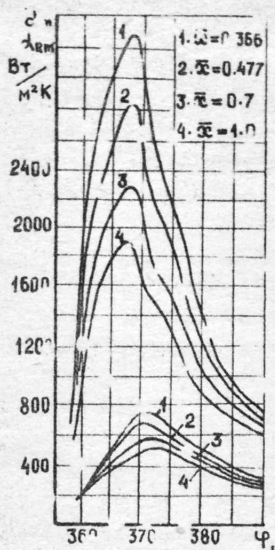


Рис. 6

Локальные α_m и α_{rm} для
крышки дизеля ЧД8/22

$Bo, \bar{Bo}$

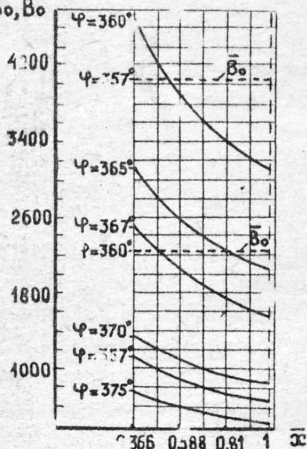


Рис. 8

Локальные числа Больцмана
в КС

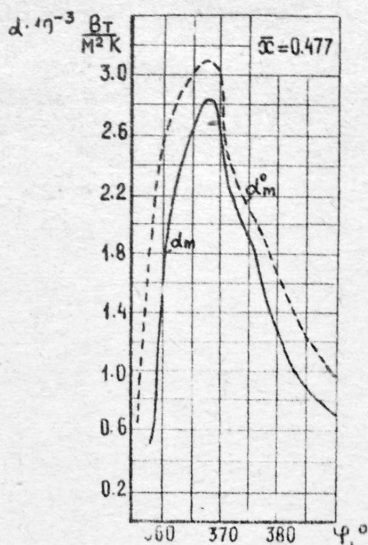


Рис. 7

К сравнению предложенного
подхода с аддитивным

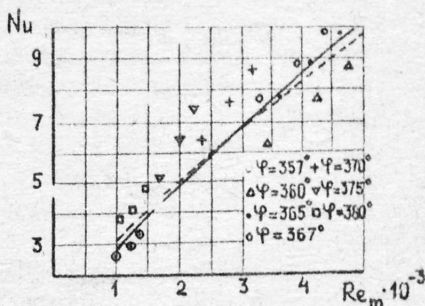


Рис. 9

Зависимость $Nu_m = f(Re_m)$ в процессе
сжатия-сгорания-расширения:

— $Nu_m = 0.011 Re_m^{0.8}$;
- - - $Nu_m = 0.0163 Re_m^{0.75}$.

ность и вязкость рабочего тела соответственно $\lambda \sim T^{0.75}$, $\eta \sim T^{0.62}$ можно получить формулу $\alpha = C P^{0.8} T^{-0.55} u_m^{0.6} \delta_m^{-0.2}$, совпадающую по своей структуре с известной формулой проф.

Г. Вошни. Отсюда можно сделать вывод, что формулу Г. Вошни, также как и все формулы такого типа, можно использовать для расчета локального теплообмена только в том случае, если для каждого расчетного угла поворота коленчатого вала будет определен коэффициент C , что практически очень сложно.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных дает хорошие результаты, особенно в зонах, расположенных в периферийной части днища головки (рис. 10), а также характерных зонах поршня. В ряде случаев разница между мгновенными значениями экспериментальных и расчетных величин достигает $\sim 16\%$ и более. Это особенно касается области измерения, расположенной в межклапанной перемычке, где максимальные значения мгновенных плотностей тепловых потоков исчисляются от нескольких тысяч Вт/м² до двух-трех миллионов и выше. Заслуживает внимания результат, приведенный на рис. 11, согласно которому усредненная по циклу плотность теплового потока получается отрицательной, что указывает на то, что на поверхности кольцевой части поршня, расположенной выше первого компрессионного кольца, в конечном счете тепло отводится. Однако в процессе эксперимента были зарегистрированы и такие режимы, когда усредненный тепловой поток имел положительный знак (в основном при малых частотах и легких нагрузках). Предполагается, что направление среднего за цикл теплового потока в этой зоне определится величиной зазора между поршнем и гильзой. В любом случае тепловые потоки в районе верхнего кольца в 12-15 раз меньше, чем на поверхностях центральной части КС.

Неравномерность распределения локальных тепловых потоков по радиусу (рис. 13) довольно существенная и заметно зависит от нагрузки дизеля (см. рис. 12). Установлено, что максимальные тепловые нагрузки в КС имеют место в центральной части огневого днища головки. Если не считать боковую поверхность поршня (рис. 1), то относительная большая неравномерность (~ 3 раза) зарегистрирована для головки (между периферийной и центральной частями), в то время как для поршня ~ 2 раза. Более равномерное распределение тепловых потоков в поршне отчасти объясняет-

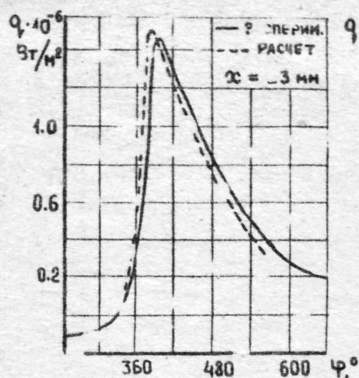


Рис. 10

Локальный нестационарный тепловой поток на поверхности головки цилиндра дизеля 8ЧН 12/12
(— эксперимент, --- расчет)

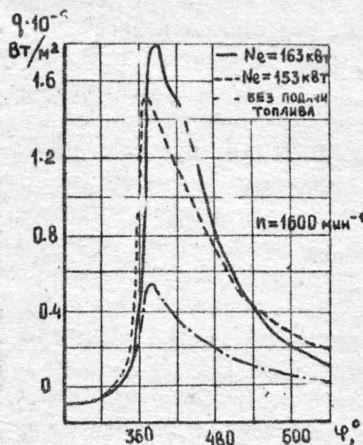


Рис. 12

Локальные нестационарные тепловые потоки в зависимости от нагрузки двигателя

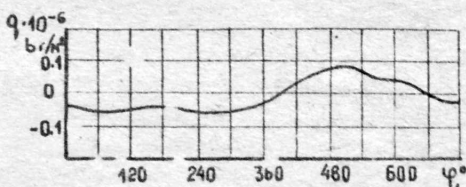


Рис. 11

Локальный нестационарный тепловой поток на боковой поверхности поршня в районе верхнего компрессионного кольца

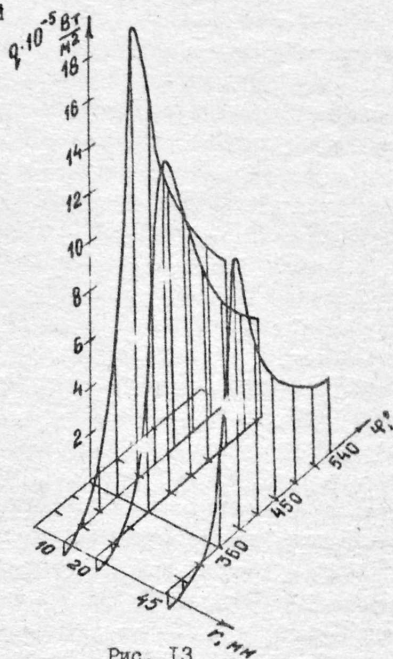


Рис. 13

Распределение нестационарных тепловых нагрузок на поверхности головки по радиусу

ся тем, что удалена острая коническая часть в центре поршня. Максимальные тепловые потоки в поршне были зарегистрированы у кромки. Изменение частоты вращения относительно мало влияет на неравномерность распределения по поверхности подшня интегральных по циклу тепловых потоков. Если результаты сравнивать с аналогичными, полученными для цилиндра с отключенной топливовойсплачей, то станет очевидным, что неравномерность распределения q по поверхности поршня с ростом нагрузки сглаживается. Замеченный относительный рост неравномерности при уменьшении нагрузки видимо можно объяснить тем, что при малых N_e из-за небольшого количества впрыскиваемого топлива более ощутимы локальные очаги сгорания.

В расчетной методике величина закрутки потока при выпуске отражается через индикаторную диаграмму, которая получается экспериментально и служит в качестве исходных данных при использовании предложенной математической модели. Однако, с целью исследования непосредственного влияния момента закрутки при выпуске на локальный теплообмен, были проведены экспериментальные исследования с применением тех же конструкций головок цилиндра, которые были использованы при исследовании чисто конвективного теплообмена (см. выше). Один из датчиков теплового потока специально установлен на боковой поверхности камеры в поршне так, чтобы на него направлялись струи топлива из форсунки. При усиленной закрутке ($M_g = 0,38 \text{ Н}\cdot\text{м}$) локальный нестационарный тепловой поток, зарегистрированный датчиком, оказывался меньше (несмотря на наличие более существенной конвекции), чем при $M_g = 0,32 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В данном случае, очевидно, имеет место занос топливного факела из-за усиленной закрутки потока воздуха, и как результат, перемещение зоны сгорания от зоны регистрации. В общем, увеличение закрутки воздуха при выпуске по-разному влияет на локальные тепловые потоки на поверхности головки и поршня, при этом для головки с ростом закрутки имеет место рост q , тогда как для поршня часто наблюдается обратный эффект.

Полученные данные по локальным нестационарным тепловым потокам показывают, что практически во всех случаях, независимо от места расположения датчика и детали, основная часть теплоты (90 % и более) передается в процессах сгорания-расши-

рение, а период интенсивного тепловыделения является основным периодом теплообмена. При форсировании дизелей по мощности особенно следует следить за теплонапряженным состоянием поршня, тогда как форсирование по частоте вращения более существенно влияет на плотности тепловых потоков на поверхности его головки.

Рассмотрены некоторые частные случаи сложного теплообмена в дизелях. Показано, что при соответствующих допущениях из предложенной модели — точно получаются известные соотношения Э.П. Волчкова, Г.С. Кутателадзе и А.И. Леонтьева (задача о взаимодействии затопленной турбулентной струи с плоской поверхностью), Б.Н. Юдьева и др. (задача локального конвективного теплообмена при натекании турбулентной струи на плоской поверхности), Э.Н. Сабурова и Ю.Л. Леухина (задача аэродинамического и теплового расчета цилиндрической камеры с закрученным движением теплоносителя), Н.Н. Кортикова (задача расчета течения и теплообмена в пограничном слое на криволинейной поверхности), А.Э. Сидорова (задача сложного теплообмена при турбулентном обтекании плоской поверхности). Все эти примеры имеют экспериментальные подтверждения и часто используются в различных областях технической теплофизики и в данном случае могут быть рассмотрены как тестовые проверки предложенного метода. Однако окончательную проверку предложенной математической модели следует проводить на работающем двигателе.

С этой целью был разработан метод-экспериментального исследования локальных нестационарных температур и плотностей теплового потока на рабочих режимах двигателя. По проекту и непосредственном участии автора была создана специальная установка (рис. 14), которая состоит из трех основных блоков. Блок I является блоком стандартных измерений и представляет собой стенд с дистанционным управлением фирмы "Хофман". На рис. 14 приведена укрупненная схема этого блока, состоящего из муфты 2, тормозного устройства 3 и пульта управления 4. С помощью этого блока во время испытания дизелей регистрировались частота вращения, эффективная мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, расход воздуха, давления наддува, температуры воды, масла и выпускных газов и т.д. Блоки II и III предназначены для регистрации сигналов от датчиков теплового потока, расположенных в цилиндре

дизеля. Были применены трехканальные датчики, в конструкции которых заложен принцип дополнительной (вспомогательной) стенки, а в качестве основных материалов были использованы медь и константан. Датчики изготовлены в ИТФ АН УССР под руководством д.т.н. Р.А.Магсимов. С помощью трехполюсного переключателя 5 каждый датчик, расположенный в цилиндре дизеля I, поочередно подключался к измерительным приборам (для простоты на рис. I4 не указаны все три канала датчика). Сигнал от датчика поступает сначала в коммутатор входного сигнала 6, а потом в трехканальный усилитель 8, выходной сигнал после которого достигает 1-2 В. "Силенный" сигнал, проходя через коммутатор 9, проверяется с помощью вольтметра II и электронно-лучевого осциллографа IO и записывается на магнитограф I2, где одновременно регистрируется также угол поворота коленчатого вала. К магнитографу присоединяется персональный компьютер 20, на котором происходит обработка зарегистрированных оптимальных данных. В эксперименте использовались оптическое маркировочное устройство угла поворота коленчатого вала и отметчик I9 ВМТ фирмы AVL. После регистрации сигналов датчик отключается и вместо него на входе усилителя 8 подключается источник калибровочных напряжений 7 и на магнитографе I2 (после проверки вольтметром II и осциллографом IO) регистрируется масштабирующий сигнал. Для экспресс-регистрации сигнала датчика используется блок III, управляемый микропроцессором измерительной системы AVI-652, состоящей из аналого-цифрового преобразователя I3, памяти данных I4 и микропроцессора I5. Сигнал регистрируется сначала на экране терминала I8, устанавливается его масштаб, а потом с помощью восьмицветного цифрового графопостроителя I6 изображение получается на бумаге. Печатающее устройство I7 выдает соответствующую сигналу распечатку. Кроме регистрации сигналов от датчиков теплового потока блок III служит для регистрации угла поворота и ВМТ, а также для индикации двигателя. При этом регистрируются перемещение иглы форсунки давления газов в цилиндре, несосных ходов и топлива при входе в форсунку. Соединение датчиков, расположенных на поршне, с измерительными приборами осуществлялось с помощью токосъемника рычажного типа, рассчитанного для работы во всем диапазоне частот вращения двигателей КамаЗ.

Глава 5 посвящена разработке и практическому применению

обобщенной МКО для решения краевых задач теплопроводности деталей ДВС, т.е. рассматриваются задачи III группы (см. логическую схему на рис. I). Так как при расчете теплового состояния ДВС можно отдавать предпочтение либо ортогональным, либо конечно-элементным (треугольным) сеткам (в зависимости от специфики задачи, а в первую очередь, в зависимости от конфигурации расчетной детали), то вопрос построения разностных схем для этих сеток рассматривается отдельно. При этом используется условие консервативности Тихонова-Самарского, согласно которому в схеме прежде всего должны выполняться разностные аналоги основных законов сохранения, в данном случае закона сохранения энергии. Преимущество триангуляции расчетной области по сравнению с ортогональной сеткой хорошо видно на рис. I5 и I6, однако триангуляция до настоящего времени в теории ДВС использовалась только при применении МКЭ. Принцип построения КО как при регулярной (рис. I5), так и нерегулярной (рис. I6) сетках одинаковый. В случае нерегулярной сетки (рис. I6) этот объем удовлетворяет условию:

$$\frac{1}{4} \text{mes}(\Delta^e) \leq \text{mes}(\Delta v_i) \leq \frac{1}{2} \text{mes}(\Delta^e), \quad (10)$$

где Δ^e и Δv_i соответственно площади меридиональных сечений кольцевых конечных элементов e и кольцевых КО v_i .

На основе основных концепций МКО получена обобщенная форма дискретного аналога закона сохранения энергии:

$$\frac{u_i^{\tau+\Delta\tau} - u_i^{\tau}}{\Delta\tau} = \frac{1}{c_i \rho_i v_i} \left\{ \alpha \left[\sum_{j=1}^m (u_j^{\tau+\Delta\tau} - u_i^{\tau+\Delta\tau}) \omega_{ji} + q_i^{\tau+\Delta\tau} F_{ri} \right] + (1-\alpha) \left[\sum_{j=1}^m (u_j^{\tau} - u_i^{\tau}) \omega_{ji} + q_i^{\tau} F_{ri} \right] \right\} \quad (11)$$

где α - весовой коэффициент схемы ($\alpha = 0$ - явная схема; $\alpha = 0.5$ - схема Кранка-Никольсона; $\alpha = 1$ - полностью неявная схема); $u_i(r_i, z_i, \tau)$ - дискретный аналог функции $T(r, z, \tau)$; $\omega_{ji} = \frac{F_{ji}}{Q_i} F_{ri} = \omega_{ij}$ - коэффициенты конечно-разностных уравнений, зависящие от теплофизических свойств материала и площади теплообмена между КО.

Выражение (II) справедливо для произвольной топологической структуры расчетной области. Действительно, в случае ортогональной сетки $m = 4$ (рис. I5). Когда точка i расположена не на границе, а внутри области $(r_i, z_i) \in G$, $q_i = 0$. Кроме того, $q_i = 0$ при решении первой краевой задачи (задачи Дирих-

ле), когда заданы значения функции U_i на границе Γ . В случае второй краевой задачи (задача Неймана) задаются тепловые потоки $q_i = \frac{\partial U_i(r_i, z_i)}{\partial n} \vec{n}$, $(r_i, z_i) \in \Gamma$, $t \in [0, t^*]$. Задание теплового потока на граничной поверхности Γ_i согласно закону Ньютона-Рихмана $q_i = \alpha_i (U_{oi} - U_i)$ приводит к смешанной краевой задаче.

Сравнительный анализ МКЭ, основанного на минимизации функционала уравнения энергии, и МКО показал, что они приводят к идентичным дискретным аналогам в разработанном методе (как и в МКЭ) есть возможность использования МКО с криволинейными границами. Было установлено, что разработанные варианты МКО не только обладают высокой точностью, но и являются по сравнению с МКЭ менее чувствительными к разбишке и взаиморасположению треугольных элементов. Кроме того, использование неявных схем расчета в (II) практически снимает проблему устойчивости, которая, как известно, довольно остро стоит при решении нестационарных задач теплопроводности ДВС на основе МКЭ.

Разработанные варианты МКО легли в основу созданных комплексов "KARDO-4" и "TEWELL", краткое описание которых приведено в диссертации. Программные комплексы позволяют решать все три краевые задачи теплопроводности для деталей ДВС в различных постановках (стационарные и нестационарные, плоские и осесимметричные). Приведены результаты расчета температурных полей поршней (для двигателей 8Ч 12/12; 8ЧН 12/12; 12ЧН 21/21; 1ЧН 11/11,5; 2Ч 7,5/3), выпускных клапанов (6Ч 12/12; 6ЧН 12/12; 2Ч 7,5/8) и гильзы (12ЧН 14/14). Отмечается хорошее совпадение экспериментальных и расчетных данных. По результатам анализа выданы практические рекомендации заводам-изготовителям.

Экспериментальные значения локальных температур были в основном получены с помощью кристаллических измерителей максимальных стационарных температур, установленных в характерных зонах исследуемых деталей. Кроме того, стационарные температуры на поверхностях КС определялись по замеренным нестационарным значениям $T_w(\varphi)$ на специальной установке (рис. 14), а в ряде случаев были использованы обычные хромель-копелевые термомпары.

Приведены результаты расчета нестационарных температурных полей составных деталей из алюминиевого сплава (а также чугуна) и нитрида кремния, использованного в качестве теплоизолятора основных деталей ДВС. В области соединения материалов

градиент температуры изменяется в зависимости от времени теплового воздействия, величины тепловых нагрузок и теплопроводностей металлических и керамических материалов. При этом изменение градиента температуры по времени имеет импульсный характер. Чем больше плотность теплового потока, действующего на металлической части детали, по сравнению с плотностью теплового потока, действующего на керамику, тем заметнее сглаживается импульс градиента температуры. Отношение теплопроводностей материалов влияет на форму импульса незначительно, оно больше определяет его амплитуду. Применение теплоизоляторов на поверхностях КС приводит к повышению температуры выпускных газов. С целью рационального использования последних предложена оригинальная конструкция выпускной системы, подтвержденная авторским свидетельством.

Приведены результаты исследования нестационарных температурных полей датчика теплового потока. Проведение таких расчетов необходимо с целью определения основных размеров датчика, обеспечивающего однородность температурного поля (необходимое условие для определения нестационарной плотности теплового потока). Установлено, что толщина медной пленки на тепловоспринимающей поверхности влияет на инерцию датчика, а также "сглаживает" пик на диаграмме зарегистрированной плотности теплового потока. Эти результаты были учтены при обработке данных эксперимента.

Проведенные расчеты стационарных и нестационарных полей деталей ДВС показывают, что разработанный вариант МКО совмещает положительные стороны МКР и МКЭ. В частности, практически важным является то, что при решении задач теплонапряженности деталей и узлов ДВС при конечно-элементной разбивке (триангуляции) расчетной области можно использовать конечно-разностные уравнения, что позволяет решать задачу теплового состояния с применением МКО, а задачу напряженно-деформированного состояния с применением МКЭ. Таким образом, предложенный в данной работе подход к решению крайних задач теплопроводности для ДВС на основе МКО удачно дополняет МКР и МКЭ, используемые в настоящее время в теории ДВС.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ:

1. Предложена общая логическая схема решения задач локаль-

ного теплообмена в цилиндре двигателя всех трех групп и последовательно развит метод контрольных объемов, как средства для достижения поставленной цели.

2. Предложена и реализована математическая модель локальных нестационарных температур рабочего тела в объеме цилиндра, основанная на представлении камеры сгорания в виде отдельных крупных контрольных объемов. Модель учитывает процессы испарения и сгорания топлива в отдельных КО, а также тепло-массообмен между КО и теплообмен между рабочим телом и поверхностями КС.

3. Разработана и реализована математическая модель сложного (радиационно-конвективного) теплообмена в цилиндре дизеля, учитывающая течение рабочего тела, как излучающей и поглощающей лучистую энергию турбулентной среды, на криволинейных поверхностях камеры сгорания. Предложен метод определения нестационарной теплоотдачи к стенкам камеры сгорания по усредненным параметрам цикла. Получено обобщенное соотношение для расчета скоростей перетекания газа в полуразделенных камерах сгорания, учитывающее тепловыделение, теплообмен со стенками, переменность отношения теплоемкостей, инерционный отрыв потока у кромки поршня. Обосновано использование "полуэмпирической теории" Прандтля-Кармана для расчета турбулентных пограничных слоев в камере сгорания дизеля, а также концепции Кутателадзе-Леонтьева о консервативности профилей пограничного слоя в отношении гидродинамических и тепловых граничных условий.

4. Для условий цилиндра дизеля предложены интегральные соотношения, представляющие собой обобщение известных интегральных условий Кармана (для динамического пограничного слоя) и Кружилина (для теплового пограничного слоя). С использованием модифицированной аналогии Рейнольдса получены решения, позволяющие определить локальный радиационно-конвективный теплообмен на внутренних поверхностях цилиндра. Предложены критериальные уравнения для расчета теплоотдачи в КС дизелей.

5. Поставлена и решена задача сложного теплообмена в дизелях. Решение осуществлено интегральным методом и доведено до удобного для практических расчетов вида. Результаты исследования показали разницу между численными значениями коэффициентов теплообмена, полученных по предложенному методу и по тра-

диционному, принятому в теории ДВС, и основанному на аддитивности лучистых и конвективных составляющих. Показана также нецелесообразность использования существующих моделей, основанных на концепции ламинарного течения в пограничных слоях в цилиндре дизеля.

6. Для решения стационарных и нестационарных плоских и осесимметричных краевых задач теплопроводности для деталей ДВС использована концепция МКО и получен дискретный аналог дифференциального уравнения энергии в случае произвольной нерегулярной сетки. Тем самым показана возможность использования конечно-разностных уравнений при конечно-элементной разбивке расчетной области. Интегральный закон сохранения энергии, заложенный в МКО, позволяет применение грубых сеток при сохранении высокой точности решения. Проведенный анализ расчета температурных полей отдельных деталей дизеля показал, что МКО успешно дополняет распространяемые в теории ДВС в настоящее время МКЭ и МКР.

7. Разработан метод экспериментального исследования локального теплообмена в дизелях и создана экспериментальная установка с автоматической обработкой опытных данных и использованием новейших достижений отечественной и зарубежной измерительной и вычислительной техники. Метод и установка используются в НТЦ КАМАЗ при исследовании бесштоковых дизелей с наддувом.

8. Разработаны алгоритмы и программные комплексы, позволяющие решать задачи всех трех групп локального теплообмена для дизелей. Их экспериментальная проверка показала достоверность предложенных и используемых моделей.

9. Результаты диссертационной работы внедрены на предприятиях КАМАЗ, КАЗ, "Грузсельмаш", что подтверждается соответствующими актами с общим экономическим эффектом 358 тысяч рублей в год. Результаты диссертационной работы внедрены в учебном процессе в МГТУ им. Н.Э.Баумана. Для студентов старшего курса автором подготовлен и читается специальный курс "Моделирование локального теплообмена в ДВС", а отдельные фрагменты диссертационной работы используются при чтении курса "Теория ДВС".

Основные публикации автора по теме диссертации

1. Кавтарадзе Р.З. Об определении нестационарного теплового потока в цилиндрах поршневых машин // Сообщения АН Грузии. - Тбилиси: - 1982. - Т. 106. - Ч. 3. - С. 565-568.
2. Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З., Гатрилов М.Н. Стремление граничных условий для расчета температурных полей деталей двигателей внутреннего сгорания // Изв. вузов. Машиностроение. - 1984. - № 1. - С. 82-85.
3. Кавтарадзе Р.З. Расчет температурных полей деталей двигателя с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела // Изв. вузов. Машиностроение. - 1984. - № 3. - С. 81-84.
4. Кавтарадзе Р.З. Приближенное определение локального коэффициента теплоотдачи в цилиндре дизеля с полуразделенной камерой сгорания // Изв. вузов. Машиностроение. - 1985. - № 5. - С. 86-91.
5. Круглов М.Г., Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Методика исследования локального теплообмена в дизелях // В сб. докладов У Международной конференции "Motor-Sympo'86". - СССР. Высокие Татры: - 1986. - С. 529-539.
6. Исследования процессов газообмена и теплообмена в дизелях методами математического и физического моделирования / Манджгаладзе А.А., Кавтарадзе Р.З., Ицциаури А.З., Мгеладзе Р.А. // Тбилиси: - Мецниереба, 1986. - 197 с.
7. Kawtaradse R.S. Die Lösung des Problems des lokalen Wärmeaustausches im Zylinder des Dieselmotors unter Verwendung der Grenzschichttheorie // 18. Internationale Tagung-Rechnergestützte Ingenieurarbeit in Schiffmaschinenbetrieb-Rostock Warnemünde:-1988. Sektion D. - S. 18-22
8. Кавтарадзе Р.З. Решение краевых задач теплопроводности для деталей сложной конфигурации методом контрольных объемов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - № 5. - С. 73-78.
9. Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З., Романов А.Л. Расчет температурного поля тел вращения произвольной формы осевого сечения // В сб. Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей. - Уфимский авиационный институт, 1988. - № 12. - С. 18-23.
10. Kawtaradse R.S. Zur Ableitung allgemeiner Beziehungen zur Berechnung der Geschwindigkeit der Gasströmung in einer

halbgeteilten Brennkammer // Schiffbauforschung.-1988.-N I.-
S. 59-62

- II. Kawtaradse R.S. Zur Berechnung der Temperaturfelder für Bauteile des Dieselmotors // Schiffbauforschung.-1988.-N I.8.63-66
- I2. Максимов Е.А., Кавтарадзе Р.З., Бенидзе Д.Ш. Методика экспериментального определения мгновенных значений плотностей тепловых потоков и температур поверхности камеры сгорания ДВС на рабочих режимах // Двигателестроение. - 1989. - №10. - С. 47-49.
- I3. Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З. Краевые задачи теплопроводности для транспортных энергетических установок и их решение численным методом // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1989. - № 5. - С. 149-157.
- I4. Бенидзе Д.Ш., Кавтарадзе Р.З. Экспериментальные исследования влияния сопротивлений выпускных каналов на локальные температуры головки цилиндра и поршня // Изв. вузов. Машиностроение. - 1989. - № 10. - С. 57-60.
- I5. Kawtaradse R.S. Mathematisches Modell des komplexen Wärmeaustausches-Konvektion und Strahlung- im Brennraum des Dieselmotors // Technische Mechanik.-1989.-B.10.- Heft 3.- S. 175-177
- I6. Kawtaradse R.S., Strelkow W.P. Berechnung des örtlichen konvektiven Wärmeaustausches im Muldenbrennraum des Kolbens bei Fahrzeugdieselmotoren // Technische Mechanik.- 1989.-B.10. - Heft 4. - S.270-272
- I7. Кавтарадзе Р.З. Решение задач конвективного и сложного теплообмена в камере сгорания дизеля с учетом пристенного турбулентного течения // АН СССР. Теплофизика высоких температур. - 1990. - Т. 28. - № 5. - С. 969-977.
- I8. Kruglow M.G., Kawtaradse R.S. A method of joint calculation of local heat exchange in the diesel combustion chamber and thermal state of main parts // VII - th International Symposium "Motor-Sympo'90". 3 diel.-Czechoslovakia-The High Tatras. - 24-26 April.1990.-P.130-137