

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

Ивашенко Николай Антонович

УДК 621.431.73

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ
ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ивашенко

Москва - 1994

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени Государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Алексеев И. В.
доктор технических наук,
главный научный сотрудник
Болдырев И. В.
доктор технических наук
ведущий научный сотрудник
Петриченко М. Р.

Ведущее предприятие - АМО "ЗИЛ" (Москва)

Защита диссертации состоится "14" 12 1994 г. в 14 часов
на заседании диссертационного Совета Д. 053.15.10 при Московском
Государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по
адресу:

107005, Москва, Лефортовская набережная, д. 1,
корпус факультета "Авиаполномощностное". ауд. 234.

С диссертацией
им. Н. Э. Баумана.

Ваши отзывы на
печатью учреждения,
1070
МГТ
дисс

Автореферат разс

Ученый секретарь
специализированного
д. т. н., профес

Зак. 503

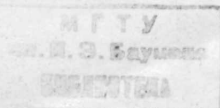
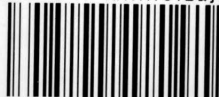
1546381

Актуальность работы.

За годы, прошедшие с начала промышленного производства двигателей, накоплен обширный материал по методам управления температурным уровнем деталей двигателей на всех этапах их жизненного цикла, начиная с проектирования и кончая эксплуатацией. Поскольку температурное состояние двигателей оказывает существенное влияние на показатели функционирования двигателя, в том числе на надежность, экономические и экологические показатели, то при разработке двигателей уделяется самое серьезное влияние обеспечению проектными решениями приемлемого уровня прогнозируемых температурных показателей работоспособности деталей.

Анализ факторов, влияющих на формирование температурных полей деталей, позволяет разделить их на несколько групп:

- организация рабочего процесса и регулирования двигателя, обеспечивающие формирование тепловых нагрузок на тепловоспринимающих поверхностях деталей цилиндро-поршневой группы;
- особенности конструкции деталей (наличие тепловой защиты, экранов, тепловых барьеров, средств повышения или понижения интенсивности процесса передачи теплоты теплопроводностью, форма, размеры и состояние тепловоспринимающих и охлаждаемых поверхностей) и теплофизические характеристики материалов;
- особенности процессов в подвижных и неподвижных сопряжениях деталей, находящихся в условиях теплового, силового и кинематического взаимодействия друг с другом;
- особенности процессов теплообмена в полостях охлаждения деталей и в теплообменных аппаратах внешнего контура системы охлаждения (род, режим, характер течения и состояние теплоносителей, состояние теплоотдающих поверхностей, уровень их температур и вибраций, наличие турбуляторов и других средств воздействия на интенсивность теплообмена);
- особенности технологических процессов производства деталей (наличие на их поверхностях слоев с особыми теплофизическими и физико-механическими свойствами);
- особенности временных процессов, протекающих в двигателе (изменение зазоров, формы и состояния тепловоспринимающих и ох-



лаждаемых поверхностей, динамика образования отложений накипи, шлака, нагара, лаковых пленок, пленок окислов, срабатывание при посадке в охлаждающих жидкостях, изнашивание деталей);

- особенности эксплуатации двигателя и его техническое состояние.

Знание этих факторов позволяет при разработке конструкции сформировать рациональную стратегию выбора управляющих воздействий на будущий уровень температур деталей с учетом требований к двигателю. Решение задачи управления тепловым состоянием деталей двигателей невозможно без наличия набора методов и средств прогнозирования их температурных полей, реализованных в пакетах программ для ЭВМ.

Созданию средств прогнозирования температурных полей деталей двигателей посвящены работы Р.М. Петриченко, А.К. Костина, Н.Д. Чайнова, А.Ф. Шеховцова, Б.С. Стефановского, Г.Б. Розенблита, М.К. Овсянникова, Н.Н. Шаброва, М.Р. Петриченко, Р.З. Кавтарадзе, Е.И. Третьяка, других исследователей.

В то же время следует отметить, что несмотря на наличие ряда работ по созданию комплексных методов моделирования совокупности тепловых процессов в ДВС (рабочий процесс, теплообмен в цилиндре и полостях охлаждения, теплопроводность и силовое взаимодействие деталей), созданные методы не в полной мере удовлетворяют современным потребностям практики проектирования и доводки двигателей.

Необходимость совершенствования методов и средств прогнозирования температурных полей деталей двигателей, в том числе создание модели совместного моделирования процессов в поршневом двигателе, диктуется как практикой моделирования циклических неустановившихся процессов в цилиндре ДВС, так и необходимостью оценки параметров граничных условий, которые требуются при выполнении процедур оценки параметров надежности двигателей.

Цель работы Основное направление диссертационной работы - повышение показателей качества проектируемых двигателей посредством оптимизации температурных полей их деталей на стадии проектирования и доводки. Последнее достигается за счет:

- развития методов прогнозирования температурных полей систем сопряженных деталей ДВС, находящихся в условиях теплового и силового взаимодействия друг с другом при наличии в сопряжениях неподвижных и подвижных контактов на стационарных и нестационар-

ных режимах работы двигателей;

- разработки системы иерархических моделей на базе одномерных, двумерных и трехмерных конечных элементов, позволяющих решать поставленные задачи прогнозирования температурных полей деталей ДВС с оптимальными затратами времени и средств;

- совершенствования методов температурного диагностирования деталей ДВС и методов оценивания параметров граничных условий на тепловоспринимающих поверхностях деталей ДВС;

- создания метода совместного моделирования тепловых процессов в ДВС, включающего в рассмотрение одновременно протекающие процессы в цилиндре двигателя, теплопроводность в деталях, а также гидродинамику и теплообмен в полостях системы охлаждения с учетом их взаимного влияния друг на друга;

- разработки пакетов программы подсистемы конструирования теплонапряженных деталей двигателей.

Научная новизна работы определяется методическими и теоретическими разработками, к числу которых следует отнести:

- концепцию условных источников теплоты, действующих в базовой плоскости конечных элементов; позволяющую понизить размерность задач (трехмерные задачи сводить к двумерным, а двумерные к одномерным);

- метод расчета температурных полей составных деталей с реальными неподвижными и подвижными контактами в сопряжениях с учетом силового взаимодействия в контактах;

- метод расчета цикловых колебаний температуры деталей цилиндра - поршневой группы, использующий гибридный вариант МКЭ-МКО;

- методы решения обратных внешних стационарных и нестационарных задач теплопроводности;

- метод совместного моделирования тепловых процессов в двигателе (рабочий процесс в цилиндре двигателя, теплопроводность в деталях камеры сгорания, гидродинамика и теплообмен в полостях охлаждения).

Практическую ценность представляют:

- созданные на основе теоретических и методических разработок пакеты программ для моделирования температурных полей, перемещений и напряжений в системах сопряженных деталей двигателей, в течение ряда лет используемые при проектировании и доводке двигателей, создаваемых в стране;

- пакеты программ для идентификации математических моделей

теплопроводности (решения обратных внешних задач) применительно к стационарным, условно стационарным и циклическим тепловым процессам в поршневых двигателях;

пакет программ для совместного расчета взаимосвязанных тепловых процессов в поршневом двигателе.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзных конференциях: "Тепловыделение, теплообмен и теплонапряженность высокофорсированных ДВС" (Ленинград, 1976 г.), "Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом" (Харьков, 1979 г.), "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" (Москва, 1980 г., 1987 г.), "Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания" (Москва, 1986 г.), на Всесоюзных школах-семинарах "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (1983 г., 1985 г., 1986 г., 1989 г.), Всесоюзном совещании по проблемам прочности двигателей (Ленинград, 1981 г.), на семинаре по численным методам в задачах тепло- и массообмена (институт проблем механики АН СССР, Москва, 1986 г.), на ежегодных научно-технических конференциях по итогам НИР кафедры "Комбинированные двигатели" МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, 1970 - 1992 гг.), на ежегодных научно-технических конференциях по итогам НИР МАДИ (Москва, 1986-1994 гг.).

Публикации. По результатам работы опубликовано 52 работы, в том числе две монографии (в соавторстве), написаны разделы в двух учебниках, написаны 3 учебных пособия. Материалы работы изложены также в отчетах по госбюджетным и хоздоговорным НИР МГТУ им. Баумана в период с 1972 по 1993 гг.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, семи глав, выводов, списка литературы и приложения и содержит 268 страниц основного текста, 99 рисунков, 4 таблицы. Список литературы включает 228 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы и перечислены основные положения, выносимые автором на защиту.

В первой главе проанализированы основные направления и проблемы развития поршневых двигателей. Особое внимание уделено влиянию температурного состояния двигателей на показатели их функци-

онирования, в том числе надежность, экономичность и экологические показатели. Рассмотрены температурные показатели работоспособности деталей и способы управления их температурными полями.

Выполнен аналитический обзор методов прогнозирования температурных полей в деталях двигателей при их проектировании и доводке.

В основу функционирования дискретных математических моделей прогнозирования температурных полей деталей двигателей могут быть положены различные численные методы решения краевых задач теплопроводности, гидродинамики и теплообмена: метод конечных разностей (МКР), метод конечных элементов (МКЭ), метод граничных элементов (МГЭ), метод контрольных объемов (МКО) и многие другие варианты и разновидности численных методов.

Сравнение возможностей различных методов, выполненное путем решения тестовых задач, показало, что на сегодняшний день МКЭ обладает безусловными преимуществами перед МКР, МГЭ и модифицированными вариантами МКЭ-МКО при решении линейных и нелинейных стационарных задач и линейных нестационарных задач для макронагружения (при моделировании переходных процессов двигателей) вследствие возможности выполнения расчетов с большими шагами по времени и возможности построения экономичных процедур расчета, в то время как при рассмотрении внутрицикловых тепловых процессов предпочтительнее явные схемы модифицированных вариантов МКЭ-МКО. Метод граничных элементов в традиционной реализации уступает МКЭ не только по точности решения, но также и по затратам машинного времени на выполнение расчетов.

Во второй главе рассмотрены особенности решения нестационарных задач теплопроводности применительно к теплонапряженным деталям ДВС, приведены алгоритмы и результаты решения контрольных задач расчета температур и напряжений в деталях ДВС на нестационарных режимах их работы.

Распределение температуры в детали или системе сопряженных деталей описывается уравнением нестационарной теплопроводности:

$$\frac{\partial}{\partial t} (c\rho T) = \text{div}(\lambda \text{grad } T) + f, \quad (1)$$

где T - температура, c - теплоемкость, ρ - плотность, t - время, λ - коэффициент теплопроводности, f - интенсивность внутренних источников теплоты (при их наличии).

Для решения уравнения (1) необходимо задать начальные и граничные условия. В качестве начального условия задают распре-

ление температуры в детали в начальный момент времени $t = t_0$, $T(x, y, z, t_0) = T_0(x, y, z)$, или, что характерно для моделирования температурных полей деталей ДВС на периодических установившихся режимах, условие периодичности $T(x, y, z, t) = T(x, y, z, t + \theta)$, где θ - период процесса.

Обычно на тепловоспринимающих поверхностях деталей ДВС закон теплообмена весьма сложен и для его описания необходимо применять все виды граничных условий, в том числе и нелинейные. Наиболее часто теплообмен описывается соотношением общего вида:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha (T - T_{cp}) - q_0 = \alpha T - q, \quad (2)$$

где n - внешняя нормаль к поверхности тела в рассматриваемой точке; α - коэффициент теплоотдачи; T_{cp} - температура среды; q_0 - плотность неконвективного потока на поверхности (трение, излучение).

В общей постановке приходится решать нестационарную трехмерную задачу теплопроводности с внутренней и внешней нелинейностью. Кроме того, часто приходится рассматривать системы сопряженных деталей (составные поршни и детали, отдельные компоненты которых изготовлены из различных материалов, система головка цилиндра - прокладка - гильза цилиндра - блок цилиндров, клапан - седло клапана - крышка цилиндра и др.). При решении таких задач возникают трудности практического характера (затраты времени на подготовку конечнэлементных моделей, затраты времени на выполнение вычислений, затраты времени на визуализацию и анализ результатов расчета). Эти трудности усугубляются дефицитом информации о параметрах локального нестационарного теплообмена на тепловоспринимающих поверхностях деталей и поверхностях сопряжения с другими деталями.

Поэтому при расчете систем сопряженных деталей в некоторых случаях действительные условия периодического контакта с относительным перемещением сопрягаемых поверхностей целесообразно заменить некоторыми условиями нестационарного неподвижного контакта, что позволит заменить задачу нахождения распределения температур в системе сопряженных тел с переменной топологией задачей нахождения нестационарного температурного поля в системе тел с фиксированной топологией.

Для отыскания поля температур в теле при заданных условиях теплообмена на его поверхностях необходимо найти такую последовательность функций $T(x, y, z)$, чтобы функционал, эквивалентный уравнению теплопроводности с некоторыми граничными условиями, принимал минимальное значение в заданной области, определяемой формой тела.

функционал, эквивалентный уравнению теплопроводности (1) со смешанными граничными условиями (2), имеет вид:

$$\Phi = \int_V (1/2 \lambda |\text{grad } T|^2 - (f - c\rho)T) dv + \int_F qT dF + \int_F 1/2 \alpha T^2 dF, \quad (3)$$

где V - объем тела, F - его поверхность.

Условия минимума функционала (3) приводят к системе дифференциальных уравнений в частных производных:

$$[A] \{T\} + [G] \left\{ \frac{\partial T}{\partial x} \right\} = \{R\}, \quad (4)$$

где $[A]$ - глобальная матрица теплопроводности, $\{T\}$ - вектор температуры узлов конечноэлементной системы, $[G]$ - матрица теплоемкости, $\{\partial T / \partial x\}$ - вектор производных по температурам узлов модели, $\{R\}$ - вектор тепловой нагрузки в узлах.

Решение системы (4) с учетом начальных условий (распределение температуры в начальный момент времени $\tau = \tau_0$) и граничных условий представляет собой решение поставленной задачи.

При интегрировании системы дифференциальных уравнений (4) отдадут предпочтение численным методам. При необходимости учесть нелинейность в пределах каждого временного шага организуется итерационный процесс. Если на временном интервале $\Delta\tau$ изменение температуры аппроксимировать линейной зависимостью $T(\tau) = (1-\vartheta)T_1 + \vartheta T_{1+1}$, тогда система уравнений (4) примет вид:

$$([G] + \vartheta \Delta\tau [A]) \{T\}_{1+1} = ([G] - (1-\vartheta)\Delta\tau [A]) \{T\}_1 + \Delta\tau (1-\vartheta) \{R\}_1 + \vartheta \{R\}_{1+1}$$

и на каждом временном слое мы имеем систему конечноразностных уравнений:

$$[K]_1 \{T\}_{1+1} = \{R\}_1,$$

где $[K]_1 = [G] + \vartheta \Delta\tau [A]$,

$$\{R\}_1 = ([G] - \Delta\tau (1-\vartheta)[A]) \{T\}_1 + \Delta\tau ((1-\vartheta)\{R\}_1 + \vartheta \{R\}_{1+1}).$$

Величина параметра ϑ зависит от метода аппроксимации:

$\vartheta=0$ - метод Эйлера - Коши; $\vartheta=0.5$ - метод Крэнга - Никольсона; $\vartheta=1/3$ - метод Галеркина; $\vartheta=1$ - метод обратного дифференцирования.

Анализ особенностей процедур, реализующих рассмотренные методы, и численные эксперименты на тестовых задачах позволили рекомендовать для моделирования температурных полей деталей ДВС метод обратного дифференцирования, так как он менее чувствителен к выбору величины шага по времени, является безусловно устойчивым, хотя по точности уступает методам Крэнга-Никольсона и Галеркина. Основное его преимущество - меньшее число арифметических операций на каждом временном слое.

Однако практика применения МКЭ к расчету нестационарных температурных полей деталей цилиндро-поршневой группы, а именно внутри

цикловых колебаний температуры поверхности камеры сгорания двигателей показала, что у рассмотренных конечно разностных схем с $\Delta t^{1/2}$ имеется нижняя критическая величина шага по времени, начиная с которой при уменьшении шага наблюдается неустойчивость решения. На этот факт исследователи раньше не обращали внимания.

В таких случаях (вычисления с малыми шагами по времени, характерными для анализа внутрицикловых процессов в цилиндрах ДВС) необходимо переходить на другие разностные схемы, построенные на основе конечноэлементной аппроксимации пространства и распределения температуры и процедур, использующих интегральные законы сохранения, характерные, например, для метода контрольных объемов.

Для получения дискретного аналога уравнения теплопроводности (1) последнее запишем в дивергентной форме, опустив для простоты источниковый член уравнения:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \operatorname{div}(\vec{q}) = 0, \quad (5)$$

где $\vec{q}$ - вектор плотности теплового потока.

Область V с границей Γ , на которой происходит теплообмен, описываемый соотношением (2), аппроксимируем системой конечных элементов выбранного типа, соответствующего формулировке задачи. Поставим в соответствие каждому узлу i конечноэлементной модели контрольный объем (КО), окружающий данный узел (рис. 1-2).

Проинтегрировав уравнение (5) по КО i -го узла, получим:

$$\int_{V_i} \rho \frac{\partial T}{\partial t} dv + \int_{V_i} \operatorname{div}(\vec{q}) dv = 0. \quad (6)$$

С учетом теоремы Остроградского-Гаусса уравнение (6) примет вид:

$$\int_{V_i} \rho \frac{\partial T}{\partial t} dv = Q_\alpha + Q_\lambda, \quad (7)$$

где Q_α - поток теплоты в КО через участки его поверхности, совпадающие с границей Γ (теплообмен с внешней средой), Q_λ - поток теплоты теплопроводностью через поверхности КО, граничащие с другими КО (обмен энергией с другими КО).

Если с узлом i отождествить среднебалансовую температуру контрольного объема V_i , то, проинтегрировав выражение (7) в пределах интервала времени Δt , получим:

$$T_i = T_i + \left(\int_{\Delta t} (Q_\alpha + Q_\lambda) dt \right) / \int_{V_i} \rho dv, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (8)$$

где T_i - среднебалансовая температура i -го узла в конце временного интервала, T_i - среднебалансовая температура i -го узла в начале

чале временного интервала.

При этом можно заметить, что в зависимости от способа вычисления $\int (\bar{q}_\alpha + \bar{q}_\lambda) dt$ можно получить различные варианты конечно-разностных схем (явная, неявная). Если этот интеграл вычислить по простейшей схеме вписанных прямоугольников, то получим явную схему ($\bar{q}_\alpha$ и $\bar{q}_\lambda$ вычислены по параметрам в начале временного интервала):

$$T_i = T_i + (\bar{q}_\alpha + \bar{q}_\lambda) \Delta t / \left(\sum_{l=1}^m c_l \rho_l v_{il} \right), \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

где c_l , ρ_l - теплоемкость и плотность среды l -го элемента, входящего в i -ый КО, v_{il} - вклад l -го конечного элемента в КО i -го узла, m - количество конечных элементов, входящих в рассматриваемый контрольный объем.

Для двумерных задач (осесимметричных и плоских) с каждым узлом ассоциируется звезда конечных элементов и в КО данного узла входит часть объема звезды, сосредоточенная вокруг узла i (рис.1). При этом, учитывая условие полного представления объема тела всеми КО, для линейных конечных элементов выражение (8) принимает вид:

$$T_i = T_i + r (\bar{q}_\alpha + \bar{q}_\lambda) \Delta t / \left(\sum_{l=1}^m c_l \rho_l \Delta_l \gamma_l \right), \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

где Δ_l - площадь элемента l ; γ_l - параметр толщины элемента; для плоских задач $\gamma_l = t$ (t - толщина элемента), для осесимметричных задач $\gamma_l = r_{cp}$ (дуговая толщина элемента), r -число узлов в элементе.

При решении трехмерных задач вычисление $\bar{q}_\lambda$ и $\bar{q}_\alpha$ целесообразно выполнять численным интегрированием по поверхностям граней КО.

Величину шага по времени при выполнении расчетов необходимо выбирать с учетом выполнения критерия устойчивости.

По изложенным алгоритмам разработаны программы моделирования нестационарных полей температур, перемещений и напряжений в деталях поршневых двигателей на нестационарных режимах их работы.

На рис.3 приведены результаты решения контрольной задачи по расчету нестационарного распределения температуры в неограниченном сплошном цилиндре с граничными условиями третьего рода на поверхности, полученные с использованием конечно-разностной схемы с $J=1$ при шагах по времени $\Delta t = 1$ с и 5 с, а также распределение погрешности решения по сравнению с аналитическим решением для разных моментов времени ($Fo = 0.25, 0.5, 1.0, 1.5$).

Анализ результатов показывает, что погрешность возникает

в основном на первых шагах по времени, причем на мелких шагах по времени погрешность ничтожно мала. При исследованных шагах по времени осцилляции решения отсутствуют и схема с $\beta=1$ может быть рекомендована для широкого использования при расчетах теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на аperiodических режимах (наброс и сброс нагрузки, переход с режима на режим).

На рис. 4 приведены кривые изменения температур клапана теплового дизеля Д-49 на режимах его прогрева для двух случаев его теплового нагружения: мгновенное изменение параметров граничных условий в цилиндре дизеля до их значений, соответствующих стационарному установившемуся номинальному режиму и экспоненциальное изменение температуры газа в цилиндре и коэффициента теплоотдачи.

На рис. 5 - 6 приведены колебания температуры в течение цикла на поверхности камеры сгорания форсированного двигателя при $Pe=1,5$ МПа и $n = 2000$ мин⁻¹, а также распределение температурных волн в поверхностном слое. Расчеты выполнены в осесимметричной постановке с использованием явной гибридной схемы МКЭ-МКО.

В третьей главе изложена методика моделирования стационарных температурных полей деталей ДВС в трехмерной, двумерной и одномерной постановках.

На установившихся режимах работы двигателей во многих случаях можно пренебречь циклическими пульсациями температуры в тонком поверхностном слое (если эти пульсации не представляют самостоятельного интереса) и задачу нахождения распределения температуры в теле с периодически изменяющимися условиями теплового нагружения удается с определенной погрешностью заменить стационарной задачей с некоторыми эквивалентными стационарными граничными условиями.

Нахождение стационарного распределения температуры в твердом теле, удовлетворяющее уравнению теплопроводности

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + f = 0 \quad (9)$$

с некоторыми граничными условиями сводится к минимизации эквивалентного функционала в области, занимаемой телом. Эквивалентный функционал для рассматриваемой задачи имеет ясный физический смысл - скорость производства энтропии системой:

$$\Phi = \int_V \left(\frac{1}{2} \lambda (\operatorname{grad} T)^2 - f T \right) dV + \int_{\Gamma} q T dF + \frac{1}{2} \int_{\Gamma} \alpha T^2 dF. \quad (10)$$

На рис. 8 представлено распределение температуры в поршне двигателя КАМАЗ на режиме номинальной мощности. Для расчета при

менены 20 - узловые изопараметрические конечные элементы 3М20К.

На рис. 9-10 представлены результаты моделирования трехмерного стационарного распределения температуры в головке цилиндра дизеля ЗИЛ-551, полученное с использованием 8 - узловых линейных изопараметрических конечных элементов, а на рис. 12 приведено распределение температуры в секции блока дизеля ЗИЛ-551, рассчитанное на конечноэлементной модели, состоящей из 2834 элементов и 5149 узлов.

При решении трехмерных задач требуются большие затраты памяти ЭВМ и времени, большой объем исходной информации. Поэтому в двигателестроении там, где это можно, стремятся понизить размерность задач до двумерной.

Процедура МКЭ позволяет применять приемы, дающие возможность заменить трехмерные задачи двумерными, а последние в некоторых случаях и одномерными. Понятно, что неперенным условием сведения трехмерных задач к двумерным и одномерным является возможность замены реальной конструкции двумерной или одномерной расчетной моделью с определенным характером ее теплового нагружения. Например, во многих случаях днище крышки можно представить в виде плиты переменной толщины с отверстиями под форсунку, клапаны или в виде оболочки вращения с вырезами (копачковые крышки). Таким образом, возникает задача определения пространственного распределения температуры с использованием двумерного геометрического представления днища и процедуры решения двумерных задач теплопроводности МКЭ. Днище крышки представляют совокупностью призматических элементов, основания которых в данном случае нельзя считать теплоизолированными, так как на них происходит теплообмен. Если в днище крышки выбрать базовую поверхность, то можно поставить задачу определения распределения температуры на этой поверхности, выбрав в качестве основной системы неизвестных температуру в узлах элементов, расположенных на базовой поверхности, а влияние теплового потока через эту плоскость можно учесть действием фиктивных источников теплоты, распределенных на этой поверхности.

В данном случае имеем явную зависимость интенсивности фиктивных источников теплоты от температуры:

$$q_e = f_1(\alpha_{wi}, T_{wi}, q_{oi}, h_i) + f_2(\alpha_{wi}, T_{wi}, q_{oi}, h_i) T, \quad (11)$$

где $\alpha_{wi}, T_{wi}, q_{oi}$ - параметры теплообмена на основаниях элемента; h_i - толщина элемента; T - температура базовой поверхности элемента (рис. 13).

Если интенсивность фактивных источников теплоты описывается соотношением (11), то выражение эквивалентного функционала будет иметь вид:

$$\Phi = \int_V \left(-\frac{1}{2} \lambda (\text{grad } T)^2 - f_1 T - \frac{1}{2} f_2 T^2 \right) dv + \int_F q T dF + \frac{1}{2} \int_F \alpha T^2 dF. \quad (12)$$

Условия стационарности функционала (12) представляют собой систему линейных алгебраических уравнений, порядок которой равен числу узлов в базовой плоскости конечноэлементной модели.

После нахождения распределения температуры в базовой плоскости может быть рассчитана температура в других плоскостях с использованием принятого профиля температуры по толщине элемента. По физическому смыслу удобно принять параболический профиль.

Таким образом, с известной степенью приближения трехмерная задача заменяется двумерной, причем небольшое отличие в процедуре расчета от процедуры решения плоских двумерных задач теплопроводности позволяет с минимальными изменениями использовать программы для расчета двумерных температурных полей.

На рис. 14-15 приведено распределение температуры в срединной плоскости днища крышки цилиндра дизеля ЧН 26/26 и перепада температуры между огневой и охлаждаемой поверхностями днища, рассчитанные по изложенной методике при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,5 \text{ МПа}$. Сравнение результатов расчета с экспериментально измеренными температурами и перепадами температур по толщине днища крышки показало, что точность оценки теплового состояния днища лежит в пределах 5-8 процентов, за исключением мест, где форма тела и условия теплового нагружения сильно отличаются от аппроксимированных (седла клапанов, перемычки, отверстия под форсунки и др.).

Этот же метод можно применить и для расчета распределения температуры в деталях с радиальными ребрами и заменить объемную задачу теплопроводности осесимметричной.

На рис. 16 приведены результаты расчета распределения температуры в оребренном неограниченном цилиндре (при отсутствии осевого теплового потока).

Сравнение результатов расчетов показало, что в базовой плоскости ребра погрешность расчета невелика и не превосходит 0,5 процента. Наибольшая погрешность наблюдается на поверхностях ребра, соответствующих радиусу r_k , где она достигает $2,71^\circ\text{C}$ (3,3%).

Метод фактивных источников теплоты может применяться для расчета трехмерного распределения температуры во втулках цилиндр

ров. Если выполнить развертку втулки по базовой поверхности, то, используя метод фиктивных источников теплоты, можно свести трехмерную задачу к двумерной, заключающейся в нахождении распределения температуры на базовой поверхности втулки с учетом теплового потока в радиальном направлении.

Для оценки точности расчета трехмерных температурных полей втулок с использованием двумерных конечных элементов и метода фиктивных источников был выполнен расчет температур в секторе втулки подвешенного типа в зоне переливного отверстия. Трехмерный и квазитрехмерный расчеты выполняли при сопоставимых граничных условиях. Результаты расчетов приведены на рис. 17. Наибольшее различие между точным и приближенным решениями наблюдается в районе переливного отверстия, т. е. там, где действительное распределение температуры сильно отличается от аппроксимирующего.

Предложенный метод фиктивных источников теплоты позволяет в некоторых случаях упростить задачу нахождения приближенного распределения температуры в детали или отдельных ее элементах, сведя ее к одномерной. Такие возможности появляются, если геометрия детали дает возможность считать ее оболочкой вращения, находящейся под воздействием осесимметричных нагрузок. На рис. 19 - 20 приведены расчеты двумерного распределения температуры в деталях, полученные с использованием одномерных конечных элементов.

Четвертая глава посвящена методам расчета систем сопряженных деталей.

Температурное поле любой детали двигателя формируется под влиянием ее теплового взаимодействия с рабочими средами, контактирующими с поверхностями детали (газы, охлаждающие жидкости, смазка), а также контактного взаимодействия с сопряженными деталями, поэтому при моделировании температурных полей следует рассматривать не изолированную деталь, а рассматривать системы сопряженных деталей.

В системах сопряженных деталей ДВС можно выделить три вида контактов: стационарный неподвижный, нестационарный неподвижный и нестационарный с относительным перемещением контактных поверхностей. При расчетах теплового состояния деталей ЦПГ даже при неподвижном контакте вследствие изменения во времени термического сопротивления контакт следует отнести к категории нестационарных. При расчетах температурных полей в системах сопряженных деталей с от-

носительным перемещением контактных поверхностей приходится рассматривать нестационарный подвижный контакт, например, при анализе теплового состояния системы: поршень - кольца - втулка цилиндра; клапан - втулка - седло; поршень - палец - шатун. Решение этих задач сводится к решению трехмерных нестационарных сопряженных задач теплопроводности, гидродинамики, газовой динамики, динамики движения деталей, теплообмена и теории упругости. Существенные трудности возникают при решении даже одной отдельно взятой задачи из названных. Поэтому целесообразны существенные упрощения, позволяющие с достаточной для практических целей точностью решить поставленную задачу. Для этой цели автором разработаны алгоритмы, дающие возможность решать задачи расчета теплового состояния деталей с различными видами контактов в сопряжениях. Характерно, что для нестационарных неподвижных и подвижных контактов расчет распределения температуры может быть выполнен после выяснения обстановки в зоне контакта (анализа нагрузок, перемещений, условий раскрытия стыка и др.), т. е., после расчета напряженно-деформированного состояния системы, но последний расчет может быть выполнен при задании в системе деталей поля температур, что с неизбежностью приводит к необходимости построения итерационной процедуры последовательного моделирования полей температур, моделирования ТНДС деталей, анализа условий в контактных сопряжениях, корректировки условий теплового взаимодействия в сопряжениях, и повторение итераций.

В работе предложен метод расчета сопряженных деталей, основанный на концепции слоя контактных элементов. Согласно этой концепции зона контакта заменяется слоем контактных элементов, имеющего свойства трансверсально-изотропного тела с параметрами, значения которых задаются в зависимости от силовой ситуации в локальной зоне контакта. В каждом конечном элементе свойства задаются индивидуально в локальных координатах, связанных с ориентацией контактной поверхности. На поверхностях контактного слоя может действовать касательная распределенная нагрузка, эквивалентная силам трения в сопряжении.

Условия в стыке заранее неизвестны, поэтому расчет выполняется в несколько приближений с проверкой условий в стыке. Итерационный процесс продолжается до сходимости решения по напряжениям в контактом слое. Мерай сходимости процесса можно взять среднеквадратичное отклонение напряжений в элементах контактного слоя.

При моделировании полей температуры в системе сопряженных

деталей при наличии стационарных реальных контактов в сопряжениях возможно использование двух практически эквивалентных расчетных схем, основанных на использовании специфики МНЭ, и позволяющих эффективно решать задачи со стационарным неподвижным контактом. Одна из них связана с концепцией слоев контактных элементов.

В этом случае зону неподвижного контакта заменяют слоем контактных конечных элементов конечной толщины, теплофизические свойства материала которых отличаются от свойств материала сопряженных деталей. Толщину и теплопроводность слоя контактных элементов выбирают так, чтобы термическое сопротивление слоя равнялось термическому сопротивлению контактного перехода. Термическое сопротивление контакта, теплопроводность и толщина контактного слоя конечных элементов (рис. 21) связаны соотношением:

$$\lambda_{\text{усл}} = \delta_{\text{усл}} / R_k$$

где $\lambda_{\text{усл}}$, $\delta_{\text{усл}}$ — коэффициенты теплопроводности и толщина слоя контактных элементов; R_k — термическое сопротивление контактного перехода (величина, обратная проводимости контакта α_k).

Второй альтернативный способ расчета температурного поля составной детали заключается в задании контактного теплообмена и сопряжении.

В этом случае сопрягаемые детали представляют отдельными конечноэлементными системами. На гранях элементов, совпадающих с сопрягаемыми поверхностями, предполагают контактный теплообмен, характеризуемый коэффициентом контактного теплообмена $\alpha_k = 1/R_k$, температурой T_1 и T_2 поверхностей соконтактных конечных элементов.

На рис. 23 - 24 приведены результаты расчета температурного поля поршня из сплава АК-4 с керамической накладкой из частично стабилизированной двуокиси циркония.

Разница в результатах расчета, полученных с учетом и без учета изменения контактного термического сопротивления между накладкой и тронком в центре поршня, достигает до 80 °С. При этом следует отметить, что в центре поршня расчет с учетом силового взаимодействия в контакте дал повышенную температуру, а на периферии поршня — уменьшенную на 15 °С. Еще большее расхождение получено в величинах температурных напряжений. Так, разница в величинах окружных напряжений на периферии накладки при двух рассмотренных вариантах расчета достигает до 141 МПа.

Пятая глава содержит описание разработанных алгоритмов решения обратных внешних задач теплопроводности (оценивание парамет-

ров граничных условий) на тепловоспринимающих поверхностях деталей двигателей на стационарных и нестационарных режимах их работы.

В зависимости от способа получения экспериментальной информации возможны несколько подходов к решению стационарных обратных задач теплопроводности.

Если в распоряжении выполняющего температурное диагностирование ДВС имеется реконструированное распределение температуры по поверхности детали, полученное, например, с помощью бесконтактных измерителей температуры, то обратную задачу можно решить в два приема:

1. Используя полное конечноэлементное представление детали, решается прямая задача теплопроводности с граничными условиями I рода. В результате решения прямой задачи будут получены значения температуры во всех узлах области (осуществлена реконструкция температурного поля).

2. Находят распределение параметров теплообмена на поверхности детали, соответствующее распределению температур в теле и параметрам внешней среды. Для выполнения этой операции необходимо неполное конечноэлементное представление детали в виде подсистемы элементов, образующих поверхностный слой.

Рассматривая условия стационарности функционала (3) для поверхностного слоя конечных элементов, для определения распределения локальных тепловых потоков можно получить следующую систему уравнений:

$$\{A\} \{q\} = \{R\}, \quad (13)$$

где $\{q\}$ — вектор теплового потока.

Решение системы уравнений (13) представляет собой распределение тепловых потоков $\{q\}$ по поверхности подсистемы, соответствующее заданному температурному полю. При этом следует отметить, что тепловые потоки, определенные таким образом, являются суммарными (имеют радиационные, конвективные и другие составляющие). После нахождения распределения тепловых потоков по поверхности можно определить и коэффициенты теплоотдачи, дополнив задачу сведениями о температуре среды, окружающей тело.

Если известны теплофизические свойства материала элемента, температуры узлов, температура окружающей среды и задана выделяемая составляющая плотности теплового потока $\{q_0\}$ по поверхности, то можно получить следующую систему уравнений:

$$\{A_\alpha\} \{\alpha\} = \{R_\alpha\},$$

где $\{\alpha\}$ - вектор коэффициентов теплоотдачи, $\{R_\alpha\}$ - вектор правой части системы уравнений.

При отсутствии реконструированного температурного поля и наличии измерений в ограниченном числе точек, обратную задачу целесообразно решать методом оптимального оценивания, минимизируя сумму квадратов ошибок между вычисленными и измеренными значениями. Минимизируемый функционал при этом имеет вид:

$$\Phi(T) = \sum_{i=1}^n (\hat{T}_i(x, y, z) - \bar{T}_i(x, y, z))^2 W(i), \quad (14)$$

где $\hat{T}_i(x, y, z)$ - измеренные значения температур в выбранных точках (вектор наблюдений), $\bar{T}_i(x, y, z)$ - моделируемые в конечноэлементной модели значения температуры (прогноз), $W(i)$ - веса, обратно пропорциональные дисперсиям измерения температур $T(i)$. Смоделированные значения $\bar{T}(i)$ в данном случае необходимо рассматривать как математическое ожидание температур в местах установки термодатчиков.

Задачу минимизации функционала (14) можно поставить как прямую задачу оптимизации, изменяя выбранные значения параметров теплообмена (плотностей тепловых потоков, температур среды, коэффициентов теплоотдачи) на различных участках поверхности детали.

Для проверки метода и разработанных программ была выполнена серия контрольных решений с использованием экспериментальных и расчетных температурных полей различных деталей двигателей. На рис. 26 приведены температурное поле и результат решения обратной задачи для клапана дизеля 14Д40 для режима полной мощности. Температурное поле получено экспериментально на КТЗ методом релаксации твердости материала В. М. Ширяевым.

Дискретное представление детали в виде системы элементов при решении прямой задачи и подсистемы поверхностного слоя элементов при решении обратной задачи позволяет исследовать и теплообмен на отдельных участках тепловоспринимающей поверхности. На рис. 25 показана конечноэлементная подсистема днища поршня мощного судового дизеля и результаты решения задачи идентификации. В подсистему включен слой поверхностных элементов днища поршня и участка стакана до верхнего поршневого кольца. Температурное поле получено экспериментально на режиме 110% Ne.

Для измерения периодически изменяющихся плотностей теплового потока на поверхностях поршней, клапанов, головок и гильз цилиндров

ров используются поверхностные термодатчики, платиновые термометры сопротивления и одноэлементные датчики теплового потока. Одной из методических трудностей оценки плотности теплового потока по показаниям этих термодатчиков является учет слоя нагара на их поверхностях, вносящего искажения в температурные поля термодатчиков и их показания. В работе предложены алгоритмы решения обратных нестационарных задач теплопроводности для многослойных термодатчиков, покрытых слоем нагара (сажи).

Задача восстановления плотности теплового потока на поверхности слоя нагара может быть решена в два этапа. На первом этапе решается ОЗТ для теплотехнического элемента с заданием граничных условий первого рода на его поверхностях (экспериментально измеренные $f(0, t)$ и $F(1, t)$). Результатом этого этапа будет восстановленная плотность теплового потока на нагреваемой поверхности теплотехнического элемента $q(1, t)$ (рис. 27).

На втором этапе, решив ОЗТ для системы защитный слой - слой сажи с комбинированными граничными условиями на поверхности $X=1$, (экспериментально зарегистрированная температура $T(1, t)$ и восстановленная при выполнении первого этапа плотность теплового потока $q(1, t)$), получим восстановленные значения плотностей тепловых потоков $q(1, t)$, $q(1, t)$ и восстановленные колебания температуры $T(1, t)$ и $T(1, t)$.

Особенностью решения ОЗТ для двух этапов является необходимость учета условия периодичности (рассматриваем периодический установившийся режим, характерный для процесса в цилиндре ДВС).

Для решения ОЗТ на каждом этапе используем модифицированный вариант МКЭ-МКО, при этом на первом этапе целесообразно применить явную схему аппроксимации ОЗТ, а на втором этапе - неявную схему.

На рис. 28 - 30 приведены результаты решения обратной задачи для датчика теплового потока с константовым теплотехническим элементом и толщиной 1 мм, покрытого защитным слоем из меди толщиной 0.1 мм. Решение ОЗТ выполнялось применительно к режиму работы дизеля с частотой вращения вала 2000 мин⁻¹.

В шестой главе изложены модели и алгоритмы совместного моделирования совокупности взаимосвязанных тепловых процессов в двигателях: рабочего процесса, теплообмена в цилиндре, теплопроводности, гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения. Эти проектные процедуры выполняются для вычисления индикаторных, эффективных и энтологических показателей двигателя, определения тепловых и ме-

ханических нагрузок на детали двигателя, решения различных оптимизационных задач, решения задач диагностирования, прогнозирования и определения стратегии доводки двигателя.

Процессы, протекающие в цилиндре двигателя, описываются системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения первого закона термодинамики, сохранения массы воздуха и продуктов сгорания, уравнения, описывающие теплообмен и тепловыделение в цилиндре, уравнения связи параметров в цилиндре с параметрами рабочих тел в смежных системах. Для описания тепловыделения в цилиндре используется несколько вариантов моделей: табличная форма кривой тепловыделения (полученная экспериментально); двучленные зависимости тепловыделения, а также модель Н. Ф. Разлейцева.

При расчете теплообмена между рабочим телом и стенками КС коэффициент теплоотдачи определяется по зависимостям типа Г. Вошни.

Модель процессов в цилиндре двигателя охватывает двигателя с внешним и внутренним смесеобразованием, с неразделенными и разделенными камерами, с различными схемами воздухообмена.

Особенностью предложенной модели тепловых процессов в двигателе является совместное моделирование процесса в цилиндре и температур деталей ЦПГ. Для определения теплового состояния деталей используется метод конечных элементов. В целях упрощения модели и экономии времени расчета используются осесимметричные двухузловые элементы, аппроксимирующие оболочку вращения с предположением о действии в их объеме фиктивных источников теплоты.

Для аппроксимации всех деталей КС требуется 50-60 элементов данного типа. Пример модели деталей КС двигателя представлен на рис. 31.

Моделирование рабочего процесса выполняется с учетом локальных температур поверхностей КС. При этом рассчитываются тепловые нагрузки на поверхностях деталей камеры сгорания с учетом перемещения поршня относительно втулки, а тепловые нагрузки являются исходной информацией для расчета теплового состояния камеры сгорания. После выполнения 3-4 итераций рабочий процесс двигателя оказывается согласованным с тепловым состоянием его деталей (рис. 32).

Сложность систем охлаждения современных поршневых двигателей способствовала включению в состав моделей тепловых процессов средств моделирования потокораспределения, полей скоростей в постах СО и параметров локального теплообмена на охлаждаемых поверхностях деталей.

Результаты расчета потокораспределения в системе охлаждения двигателя являются основой для более детального исследования структуры потоков в элементах системы охлаждения, выполняемого на втором этапе с предположением о потенциальности течения.

Более высоким по сложности уровнем моделирования является расчет двумерного вязкого течения несжимаемой жидкости по уравнениям Навье-Стокса. Применяя к уравнениям Навье-Стокса, записанным в переменных функции тока-вихрь ($\psi - \omega$) принцип Бубнова-Галеркина и неявную схему по времени (обратные разности), получим систему уравнений в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} A_{\psi} \\ A_{\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi \\ \omega \end{Bmatrix}^{k+1} = \begin{bmatrix} B_{\psi} \\ B_{\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi \\ \omega \end{Bmatrix}^k + \begin{Bmatrix} F_{\psi} \\ F_{\omega} \end{Bmatrix},$$

где

$$\begin{aligned} [A_{\psi}] &= \iint_{\Omega} \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial [N]}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial [N]}{\partial y} \right) d\Omega, \quad [C_{\omega}] = \iint_{\Omega} N_i \frac{[N]}{\Delta \tau} \{\omega\}^k d\Omega, \\ [R_{\omega}] &= - \iint_{\Omega} N_i [N] d\Omega, \quad \{F_{\psi}\} = \int_S N_i \frac{\partial \psi}{\partial n} ds, \quad \{F_{\omega}\} = \int_S N_i \frac{\partial \omega}{\partial n} ds, \end{aligned}$$

При первом пробном расчете с грубой точностью в качестве начальных условий задается распределение параметров потенциального течения. При последующих уточненных расчетах для экономии машинного времени полезно использовать предыдущее решение (рис. 33).

Расчет поля локальных коэффициентов теплоотдачи на охлаждаемой поверхности втулки предложено выполнять по трехзонной модели с учетом вытесняющего действия пограничного слоя (рис. 34).

В области критической точки взаимодействия струи с поверхностью коэффициент теплоотдачи можно оценить по уравнению Б. Н. Идаева, а в области продольного омывания втулок экспериментальные данные по локальному теплообмену в режиме вынужденной конвекции в полостях охлаждения дизелей удалось обобщить зависимостью:

$$St = 0,0169 Re_T^{*-0,25} Pr_F^{-0,75} \left(\frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^{-0,11}$$

На рис. 35 и 36 представлены распределения локальных коэффициентов теплоотдачи и распределение температуры на охлаждаемой поверхности втулки цилиндра дизеля, полученные по разработанным методам в процессе итерационного моделирования трехмерного распределения температуры во втулке, поля скоростей и параметров теплообмена в полости охлаждения втулки с корректировкой коэффициентов теплоотдачи в зависимости от режима теплообмена.

В седьмой главе описан проблемно-ориентированный пакет НАДД (Конструирование и анализ деталей двигателей), разработанный на кафедре "Поршневые и комбинированные двигатели" МГТУ им Н. Э. Баумана под руководством автора. Пакет НАДД предназначен для конструирования и анализа теплонапряженных деталей поршневых двигателей в среде AutoCAD и других графических систем с использованием современных средств моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния деталей.

Пакет позволяет выполнять следующие проектные процедуры:

1. Расчет параметров теплового и силового нагружения сконструированных деталей при ожидаемых условиях эксплуатации двигателя (моделирование процесса в цилиндре двигателя, теплообмена, динамики механизмов ДВС);
2. Подготовку, корректировку и оптимизацию конечноэлементных моделей сконструированных деталей;
3. Прогнозирование полей температур, перемещений и напряжений в проектируемых конструкциях;
4. Вычисление показателей работоспособности анализируемых конструкций (запасов прочности, температурных и деформационных показателей);
5. Идентификацию математических моделей рабочего процесса, теплопроводности, гидродинамики, теплообмена.
6. Визуализацию результатов моделирования и получение копий изображений полей прогнозируемых параметров;

Версии комплекса НАДД функционируют на персональных ЭВМ в среде операционной системы MS-DOS и мини ЭВМ типа CDC под управлением операционной системы UNIX и нашли широкое применение при проектировании и доводке двигателей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выполненные в работе анализ и обобщение методов моделирования температурных полей в системах сопряженных деталей ДВС на стационарных и нестационарных режимах их работы позволили разработать эффективные алгоритмы и методы прогнозирования температурных полей деталей ДВС на стадии проектирования и разработать пакеты программ для САПР ДВС.

Основным итогом выполненной работы является решение крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение - создание комплекса методов и средств прогнозирования

ния трехмерных температурных полей в системах деталей ДВС на стационарных и нестационарных режимах их работы, реализованных в пакетах САПР ДВС, с использованием которых в условиях автоматизированного проектирования возможно оптимальное проектирование конструкций деталей и условий их теплого, силового и кинематического взаимодействия, обеспечивающее проектируемым двигателям требуемые показатели качества по экономичности, надежности и экологическим характеристикам. Получены следующие научные и прикладные результаты:

1. Разработан метод комплексного анализа тепловых процессов в поршневом двигателе на системе сопряженных математических моделей рабочего процесса в цилиндре двигателя, теплопроводности, гидродинамики и теплообмена в полостях системы охлаждения, теплообмена в охладителях, позволяющий решать разнообразные проектные задачи по оценке влияния конструктивных и регулировочных параметров двигателя и его рабочего процесса на температурное состояние его деталей, а также влияния конструкции деталей, способов их охлаждения, способов тепловой защиты на показатели двигателя.

2. Разработаны эффективные алгоритмы моделирования нестационарных температурных полей в деталях двигателей на базе МКЭ и МКО в трехмерной, двумерной и одномерной постановках. Показано, что при решении задач аperiodического нагружения двигателя (режимы наброса и сброса нагрузки) оптимальными для прогнозирования температурных полей являются модели, построенные на базе МКЭ и неявных схем решения конечноразностных систем уравнений. При этом обеспечивается с приемлемой точностью расчет температурных полей без осцилляции результатов с крупными шагами по времени с минимальным объемом вычислений на каждом временном слое.

3. Показано, что при использовании неявных схем численного интегрирования систем уравнений, построенных на базе МКЭ, возможна неустойчивость решения с малыми шагами по времени, характерными для анализа внутрицикловых процессов в ДВС (наличие нижней критической величины шага по времени для многомерных задач).

Для исследования внутрицикловых периодических процессов предложены явные схемы расчета нестационарного распределения температуры в деталях ЦПГ, построенные на базе МКЭ МКО с использованием конечноэлементной дискретизации пространства и аппроксимации температуры.

4. Разработаны методы решения обратных внешних стационарных двумерных и трехмерных задач теплопроводности, создано программное обеспечение, реализующее процедуры решения ОЗТ. Выполнена оценка точности предложенных методов.

5. Разработан метод решения обратных внешних нестационарных задач применительно к периодическим тепловым процессам в цилиндрах поршневых двигателей (оценивание плотности теплового потока на тепловоспринимающих поверхностях), который в отличие от ранее существовавших позволяет учитывать наличие отложений нагара, пленок окислов и других неоднородностей. Метод основан на гибридной процедуре МКЭ-МКО. Показано, что наличие отложений на поверхности датчиков теплового потока вносит существенные фазовые и амплитудные погрешности в результаты оценивания плотности нестационарного теплового потока по данным измерений.

6. Предложен и обоснован метод понижения размерности решаемых задач стационарной теплопроводности - сведение трехмерных задач к двумерным, двумерных - к одномерным, основанный на концепции условных (фиктивных) источников теплоты, действующих в объеме конечных элементов с производительностью, связанной с интенсивностью теплообмена на поверхностях конечных элементов, параллельных срединной (базовой) плоскости. Метод позволяет получать трехмерные распределения температуры в деталях, геометрические очертания которых можно упростить до двумерного расчетного образа (плиты, тела вращения, их комбинации) с использованием процедуры решения двумерных задач методом конечных элементов и двумерного распределения температуры в деталях с использованием процедуры решения одномерных задач при упрощении условий теплового нагружения до двумерного. Определен круг задач, для которых целесообразно применение предложенного метода: расчет распределения температуры в днищах цилиндрических крышек, гильзах цилиндров, накладках и головках поршней, трубопроводах, деталях с радиальными и продольными ребрами и других элементах деталей двигателей в процедурах комплексного анализа тепловых процессов в ДВС, для которых затраты времени на получение распределение температуры имеют решающее значение.

7. Разработаны методы моделирования распределения температуры в системах сопряженных деталей ДВС при наличии нескольких разновидностей контактов в сопряжениях: идеальный стационарный, реальный стационарный неподвижный, реальный стационарный подвиж

ный. Для описания особенностей теплового взаимодействия на контактных поверхностях предложены две процедуры: метод контактного теплообмена на сопрягаемых поверхностях и метод слоя контактных элементов. Показаны преимущества и недостатки предложенных методов и определены рациональные области их применения.

8. Для расчета стационарного распределения температуры в системах сопряженных деталей (составные поршни и другие сборочные единицы) при наличии неподвижного реального контакта рекомендован метод контактного слоя, позволяющий учесть особенности теплового взаимодействия на контактных поверхностях путем итерационного решения последовательности задач стационарной теплопроводности и напряженно-деформированного состояния с оценкой условий силового и кинематического взаимодействия в конечных элементах слоя и расчетом проводимости контакта, соответствующей полученным условиям взаимодействия.

9. Разработан метод расчета гидродинамики и локального теплообмена на поверхностях системы охлаждения гильз и крышек цилиндров с применением методов расчета потокораспределения жидкости по элементам СО многоцилиндровых двигателей, методов моделирования двумерных и трехмерных течений жидкости в полостях систем охлаждения и методов локального теплового моделирования для оценки интенсивности локального теплообмена.

10. Разработанные методы моделирования температурных полей в системах сопряженных деталей реализованы в виде подсистемы САПР ДВС, позволяющей пользователю выполнять прогнозирование температурных полей в проектируемых деталях с учетом особенностей рабочего процесса в цилиндре двигателя, особенностей теплового, силового и кинематического взаимодействия с сопряженными деталями и рабочими средами, особенностями тепловых процессов в СО.

11. Разработанные математические модели, пакеты программ использовались и используются в практике КБ, научно-исследовательских учреждений (КТЗ, Русский Дизель, БМЗ, КАМАЗ, АвтоВАЗ, НИИД, НАМИ, НАТИ, ЦИАМ, ЧТЗ и др.), а также в учебном процессе ряда ВУЗов (МГТУ им. Н. Э. Баумана, ЧГТУ, МАМИ, ХабГТУ, ДГТУ и др.).

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Чайнов Н. Д., Заренбин В. Г., Иващенко Н. А. Тепломеханическая нагруженность деталей двигателей. - М.: Машиностроение, 1977. - 152с.

2. Оптимизация конструкций теплонпряженных деталей дизелей / В. В. Мирошников, Н. А. Иващенко, С. М. Шелков и др. - М.: Машиностроение, 1983. - 112 с.
3. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Петрухин Н. В. Особенности протекания рабочих процессов в дизелях с уменьшенным отводом теплоты // Двигателестроение. - 1989. - № 8. - С. 48-53.
4. Иващенко Н. А., Гаврилов М. Н. Применение трехмерных, двумерных конечных элементов для расчета температурных полей деталей ДВС // Тр. МВТУ. Комбинированные двигатели внутреннего сгорания. - М.: МВТУ. - 1981. - № 351. - С. 54-77.
5. Иващенко Н. А., Гаврилов М. Н. Решение обратных задач теплопроводности методом конечных элементов // Современные проблемы газодинамики и пути повышения эффективности энергетических установок: Тезисы докладов 4-й Всесоюзной школы-семинара. - М.: МВТУ. - 1983. - С. 90.
6. Иващенко Н. А., Ермолаев А. И., Шурков В. Е. и др. Расчетно-экспериментальное исследование напряженности клапанов двигателя. // Автомобильная промышленность. - 1977. - № 6. - С. 45-60.
7. Иващенко Н. А., Насыров Р. А., Тимохин А. В. Тепловое и напряженное состояние поршней дизелей типа Д-100 // Двигателестроение. - 1979. - № 5. - С. 24-26.
8. Иващенко Н. А., Насыров Р. А., Тимохин А. В. Расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния поршней ДВС методом конечных элементов // Проблемы прочности. - 1980. - № 2. - С. 32-34.
9. Иващенко Н. А., Мизерник Г. Н. Определение стационарных температурных полей в деталях двигателей внутреннего сгорания методом конечного элемента // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1973. - № 6, - С. 112-116.
10. Иващенко Н. А., Оболонный И. В., Петрухин Н. В. и др. Экспериментальное исследование рабочего процесса и теплового состояния деталей ЦПГ теплоизолированного двигателя 148,5/11 // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - № 12, - С. 58-62.
11. Иващенко Н. А., Петрухин Н. В. Методика совместного моделирования рабочего процесса и теплового состояния ЦПГ "адиабатного двигателя" // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1987. - № 2. - С. 61-65.
12. Иващенко Н. А., Петрухин Н. В. Нестационарное тепловое состояние

деталей ЦПГ двигателей с уменьшенным отводом теплоты от рабочего тела // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1986. - № 10. - С. 67-71.

13. Иващенко Н. А., Пятаев С. М. Применение метода конечных элементов при исследовании гидродинамики полостей охлаждения двигателей внутреннего сгорания // Современные проблемы газодинамики и пути повышения эффективности энергетических установок: Тезисы докладов 5-й Всесоюзной школы-семинара. - М.: МВТУ. - 1985. - С. 90.
14. Иващенко Н. А., Рамазанов М. И. Расчетно-экспериментальный метод исследования распределения воды в системах охлаждения дизелей // Вестник ВНИИХТ. - 1984. - № 8. - С. 39-41.
15. Иващенко Н. А., Тимохин А. В. Расчет термоупругого состояния составных поршней дизелей методом конечных элементов // Двигателестроение. - 1981. - № 7. - С. 7-10.
16. Круглов М. Г., Иващенко Н. А., Пятаев С. М. Влияние граничных условий для вихря на стенке на решение уравнений Навье-Стокса // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1986. - № 6. - С. 94-97.
17. Круглов М. Г., Иващенко Н. А., Пятаев С. М. Движение жидкости в полостях охлаждения втулок цилиндров двигателей внутреннего сгорания / МВТУ им. Н. Э. Баумана. - М.; - 1986. - 44 с. Деп. в НИИЭнформэнергомаш 14.01.87. - № 343ЭМ.
18. Орлин А. С., Иващенко Н. А., Тимохин А. В. Тепловое состояние поршней дизеля // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1976. - № 5. - С. 109-113.
19. Орлин А. С. и др. Тепловое и напряженно-деформированное состояние поршней среднеоборотного высокофорсированного дизеля / А. С. Орлин, Н. А. Иващенко, А. В. Тимохин // Тр. МВТУ. - 1977. - № 257. - С. 4-19.
20. Орлин А. С., Иващенко Н. А. Расчет полей деформаций и напряжений в деталях двигателей внутреннего сгорания // Известия Вузов. Машиностроение. - 1973. - № 12. - С. 87-91.
21. Чайнов Н. Д., Иващенко Н. А. Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на ЭВМ. - М.: МВТУ, 1982, 70 с.
22. Чайнов Н. Д., Иващенко Н. А. Методы расчетного определения температурных напряжений в крышках цилиндров двигателей внутреннего сгорания // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1974. - № 1. - С. 51-54.



Рис.1. Контрольные объемы в двумерных задачах

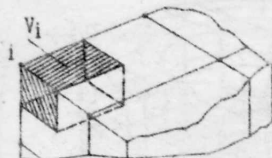


Рис.2. Контрольные объемы в трехмерных задачах

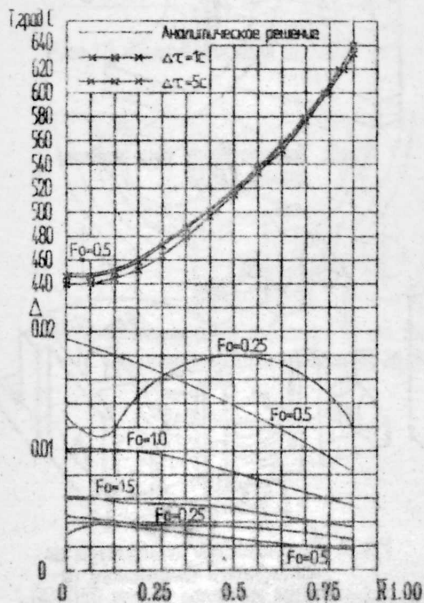


Рис.3. Температурный перепад по толщине днища головки цилиндра дизеля

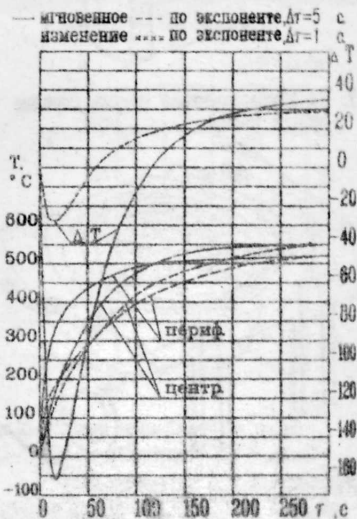


Рис.4. Изменение температуры клапана T и радиального перепада температуры ΔT в процессе наброса ивгрузки

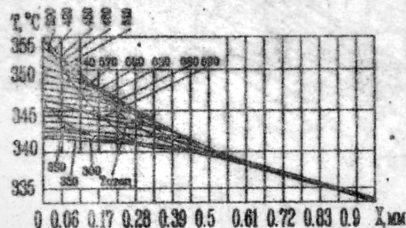


Рис.5. Температурные волны в головке цилиндра дизеля

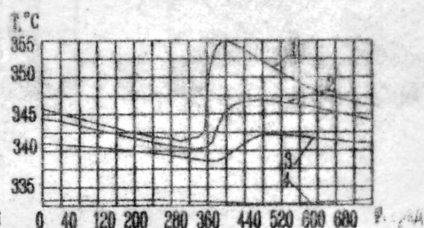


Рис.6. Колебания температуры головки цилиндра дизеля на глубине: 1- 0 мм, 2- 0.25 мм, 3- 0.5 мм, 4- 1.0 мм

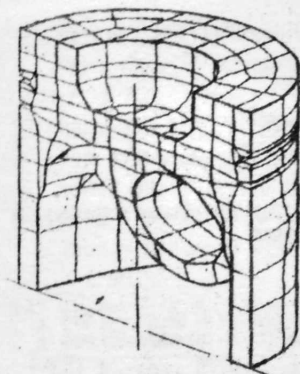


Рис.7. Конечноэлементная модель поршня
дизеля КАМАЗ

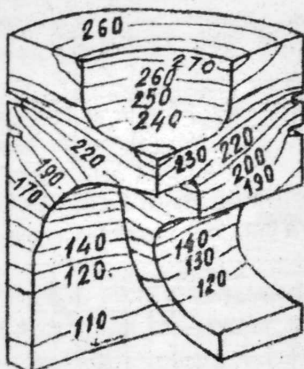


Рис.8. Температурное поле поршня
дизеля КАМАЗ

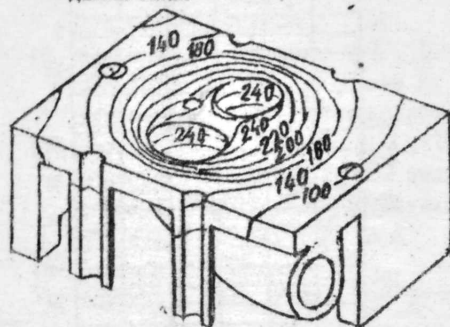


Рис.9. Распределение температуры на
ливочной поверхности дна
головки цилиндра дизеля ЗИЛ-551

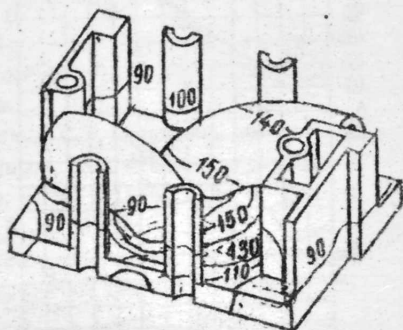


Рис.10. Распределение температуры на
охлаждающей поверхности го-
ловки цилиндра дизеля ЗИЛ-551

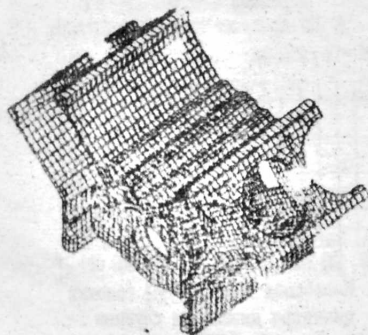


Рис.11. Конечноэлементная модель секции
блока цилиндров дизеля ЗИЛ-551

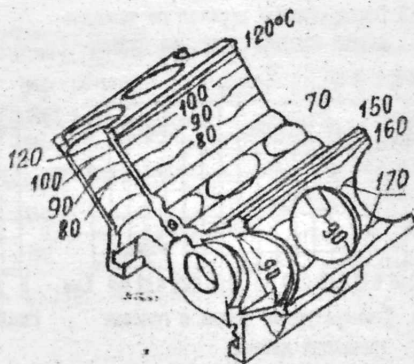


Рис.12. Температурное поле секции блока
цилиндров дизеля ЗИЛ 551



Рис.13. Призматический элемент

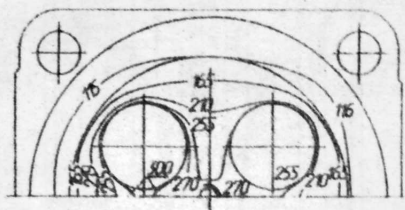


Рис.14. Температурное поле ($^{\circ}\text{C}$) в срединной плоскости днища головки цилиндра дизеля ЧН 26/26

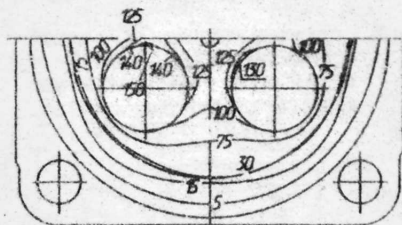


Рис.15. Температурный перепад ($^{\circ}\text{C}$) по толщине головки цилиндра дизеля ЧН 26/26

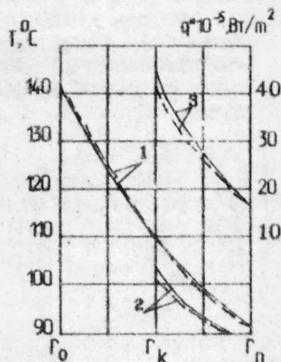


Рис.16. Расчет температуры в ребре:
— трехмерный; --- квазитрехмерный; 1 и 2 — температура в срединной плоскости и на поверхности; 3 — плотность теплового потока на поверхности ребра

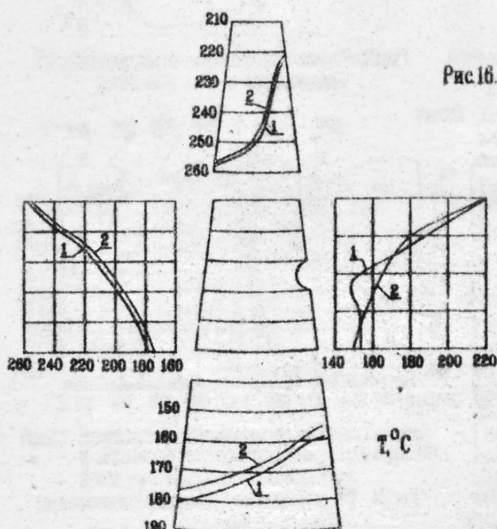


Рис.17. Распределение температуры в верхнем сечении сектора втулки дизеля Д-49: 1 — трехмерный расчет, 2 — квазитрехмерный расчет

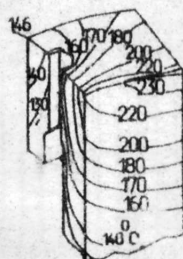


Рис.18. Температурное поле в секторе втулки цилиндра дизеля Д-49. Трехмерный расчет

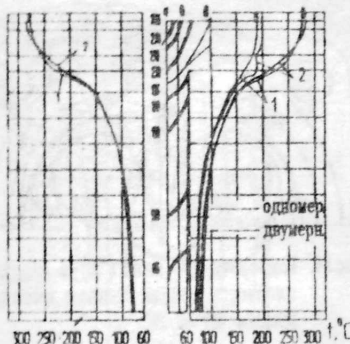


Рис.19. Расчет температуры в сечении втулки дизеля Д-49: 1 - с использованием одномерных элементов, 2 - с использованием восьмиугольных двумерных элементов

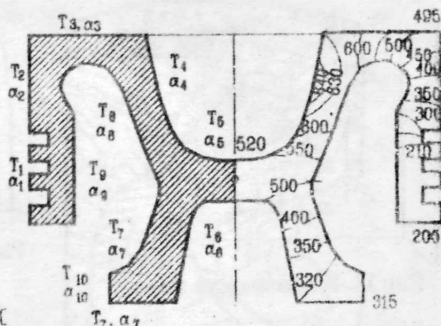


Рис.20. Распределение температуры (°C) в меридиональном сечении поршня с заходящей юбкой рассчитанное с использованием одномерных конечных элементов

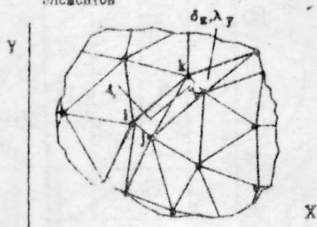


Рис.21. Модель зоны контакта, аппроксимированной слоем контактных элементов

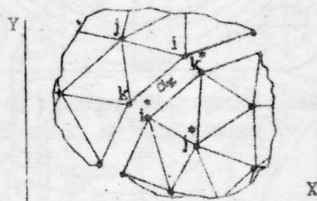


Рис.22. Модель зоны контакта с контактными теплообменом

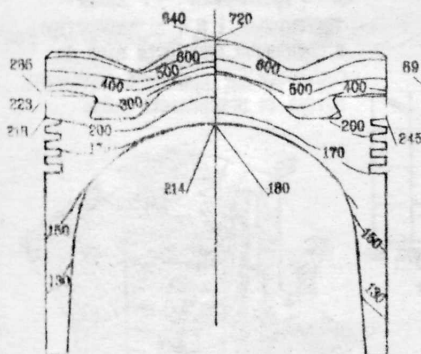


Рис.23. Температурное поле поршня с керамической накладкой: слева - без учета изменения термического расширения металла при нагружении справа - с учетом изменения

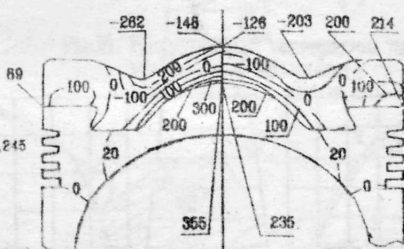


Рис.24. Окружные напряжения (МПа) в элементах поршня с керамической накладкой: слева - без учета изменения условий в контакте, справа - с учетом изменения условий в контакте

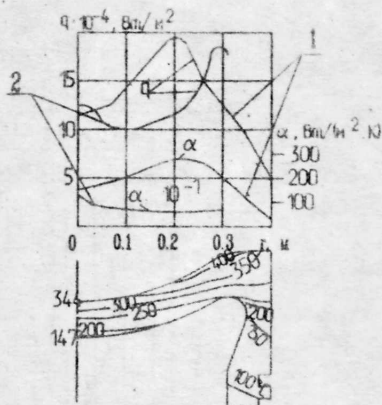


Рис. 25. Результаты решения задачи о температурном поле в защитном слое и теплопроводящем элементе для одного поршня (длина 14 мм) на основе теоретических и экспериментальных данных

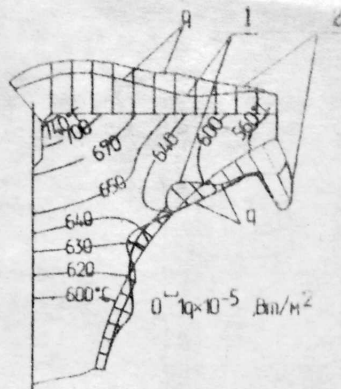


Рис. 26. Температурное поле и распределение коэффициента термического расширения в защитном слое и теплопроводящем элементе для одного поршня

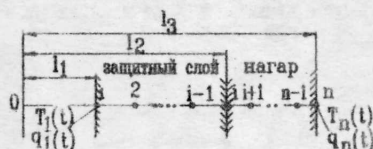


Рис. 27. Одномерная конечно-элементная модель защитного слоя и слоя нагара

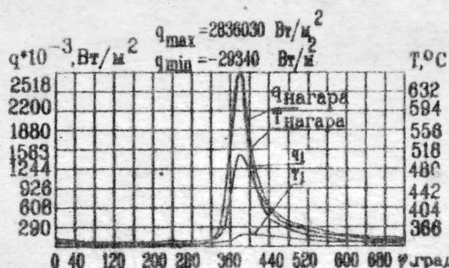


Рис. 28. Восстановленная плотность теплового потока и колебания температуры датчика, покрытого нагаром: 1 - поверхность теплометрического элемента

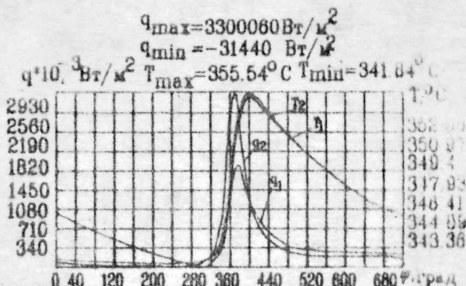


Рис. 29. Восстановленная плотность теплового потока на поверхности защитного слоя (q₂) и поверхности теплометрического элемента (q₁) и колебания температуры поверхностей защитного слоя (T₂) и теплометрического элемента (T₁)

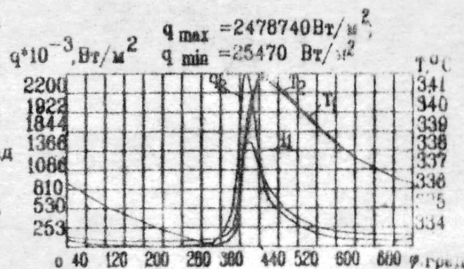


Рис. 30. Восстановленная плотность теплового потока в предположении отсутствия нагара на поверхности датчика (сигнал с датчика, покрытого слоем нагара): 2 - параметры на поверхности защитного слоя, 1 - на поверхности теплометрического элемента

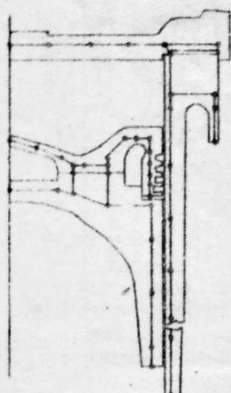


Рис.31 Конечнo-элементная модель камеры сгорания двигателя ЧН 28/28

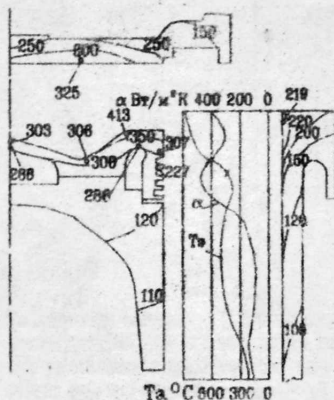


Рис.32 Рассчитанные параметры граничных условий и температуры деталей камеры сгорания дизеля ЧН 28/28. Экспериментальные значения температур - на выносках. Места установки термодатчиков указаны кружочками

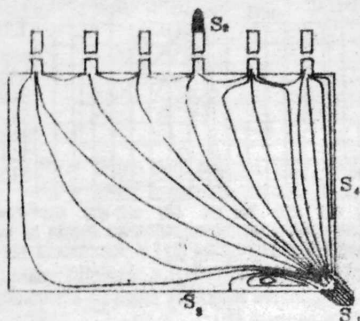


Рис.33 Результат расчета движения жидкости в половине развернут полос охлаждения втулки цилиндра Д-49 по уравнениям Навье-Стокса при числе Ks на входе равным 1000

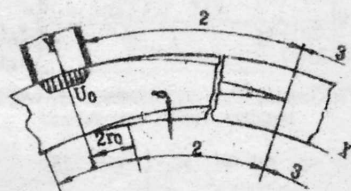


Рис.34 Зонная модель развития и симуляции пограничных слоев

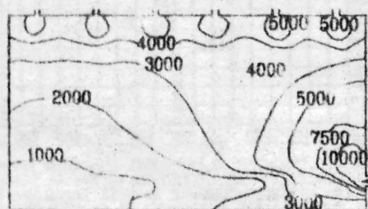


Рис.35 Поле локальных коэффициентов теплоотдачи в охлаждающую воду на поверхности втулки отсека двигателя Д-49 [$Вт/м^2 \cdot K$]

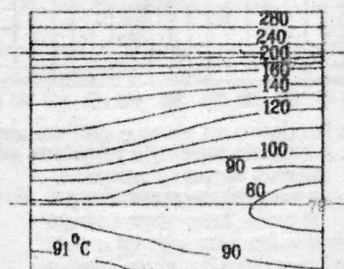


Рис.36 Температурное поле внутренней поверхности втулки цилиндра отсека двигателя Д-49 при $Pe=1.81 \cdot 10^4$. — границы охлаждаемой поверхности втулки цилиндра