

Ф. М 281439

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

Николай Дмитриевич ЧАЙНОВ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО
И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ
ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(05.04.02 — тепловые двигатели)

*Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук*

Москва 1975

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Николай Дмитриевич ЧАЙНОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО И НАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СТОРАНИЯ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

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

М 281439

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1281439

Чаинов Н.Д. Исследование т

6638

Москва 1975.

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Зарубин В.С. /МВТУ/,
доктор технических наук, профессор Доброгаев Р.П. /МАМИ/,
доктор технических наук, профессор Луковский В.С. /Завод-
вуз при ЗИЛе/

Ведущее предприятие — завод Транспортного машиностроения имени В.А.Малышева.

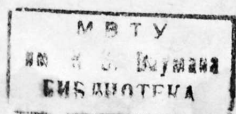
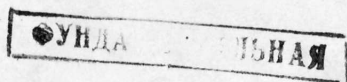
Автореферат разослан " " 1975 г.

Защита состоится " " 1975 г.
на совместном заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" и Специализированного Совета по динамике и прочности машин по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул. д. 5, МВТУ.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по указанному адресу ученому секретарю Совета факультета "Энергомашиностроения"

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук, доцент

С.В.Белов



ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Развитие современных двигателей внутреннего сгорания характеризуется созданием высокофорсированных, экономичных, долговечных и надежных конструкций. Основой увеличения цилиндровых и агрегатных мощностей при этом является рост среднего эффективного давления P_e . В классе среднеоборотных и тепловозных двигателей P_e уже достигло значений 20-22 кгс/см², в качестве перспективных цифр на 80-е годы называются $P_e=25$ кгс/см², а в оптимальных конструкциях — 30 кгс/см² и выше. Значительно возросли величины среднего эффективного давления и в других классах двигателей. Главным препятствием реализации высокого уровня форсировок является рост тепловой и механической напряженности узлов и деталей и как следствие — снижение надежности и долговечности двигателей. Надежность и долговечность современных форсированных д.в.с. в значительной степени определяется работоспособностью деталей, образующих камеру сгорания двигателя / головка, поршень, гильза, клапаны. Среди последних головка / крышка / цилиндров является наиболее сложной по конструкции и одной из наиболее нагруженных в тепловом отношении деталей двигателя. Тепловой поток, отводимый в головку, превосходит поток, отводимый в поршень, а сложность конструкции приводит к большой неравномерности тепловых нагрузок на отдельные элементы головки и как следствие к высоким температурам и особенно температурным напряжениям. Последнее является главной причиной того, что выходы из строя головок цилиндров относятся к хроническому дефекту, свойственному многим типам двигателей. При этом в подавляющем большинстве случаев причиной выхода из строя является появление сквозных трещин в огневом днище головки. Создание надежных и долговечных конструкций головок цилиндров во многом определяется достоверностью оценки уровней их тепловой и механической напряженности на стадии проектирования. Анализ работ, опубликованных в нашей стране и за рубежом, показывает, что состояние исследований по изучению тепловой и механической напряженности головок цилиндров двигателей было до последнего времени в начальной стадии. Также неблагоприятно положение с расчетом головок / крышек / цилиндров поршневых машин и в других областях энергомашиностроения / компрессоростроение/.

Цель исследования. Целью настоящей работы является создание комплексного расчетно-экспериментального метода оценки теплового и напряженного состояний головки цилиндра с учетом теплового и силового взаимодействия ее с другими деталями, а также степени опасности этих состояний в условиях, характерных для эксплуатации

двигателей различных типов и назначений.

Методы исследований. Сложность конструкции и комплексность общей задачи обуславливают сочетание расчетного и экспериментального методов исследования, включающих реализацию современных возможностей расчета и различные виды эксперимента.

Научная новизна. Разработан метод исследования теплового и напряженного состояния головки цилиндров, являющейся одной из наиболее сложных базовых деталей двигателя. Созданные на его основе инженерные методики расчета впервые позволяют проводить анализ теплового и напряженного состояний головок на стадии проектирования, а также оценивать степень опасности этих состояний в условиях неизотермического нагружения, близких к реальным условиям эксплуатации. Как частный случай предложенные методики пригодны для расчета ряда менее сложных теплонапряженных деталей двигателя.

Практическая ценность. Созданные методы расчета, реализуя в двумерной постановке эффективные способы решений, обеспечили в случае головки цилиндров построение удобных алгоритмов решения термоупругой задачи, что открывает широкие возможности использования этих методов в расчетной практике заводов и НИИ. Отработанные методики экспериментального исследования и в первую очередь в специфических условиях камеры сгорания дизелей представляют большой практический интерес для лабораторий двигателестроительных заводов. В работе приводятся результаты исследований теплового и напряженного состояний различных по конструкции головок цилиндров, полученные как с помощью модельных испытаний, так и испытаний на работающих двигателях. Дана оценка возможностей различных методов.

Апробация работы. По материалам диссертации сделаны доклады на всесоюзной научно-технической конференции по д.в.с./Москва, 1973/, на всесоюзном научно-техническом семинаре по д.в.с./МВТУ, 1974/. Отдельные разделы работы докладывались на научно-технических совещаниях ряда двигателестроительных заводов. Предложенные расчетные методики используются в промышленности, а также в учебном процессе в вузах.

Объем работы. Работа изложена на 296 страницах машинописного текста, включая введение, пять глав, общие выводы, 134 рисунка на 116 страницах, 40 таблиц и список литературы из 210 наименований.

Тепловой и механической напряженности деталей, образующих камеру сгорания двигателя, уделялось и раньше большое внимание в работах многих отечественных и зарубежных ученых. Здесь следует отметить труды Н.Р.Бриллинга, А.С.Орлина, В.А.Ваншейдта, Б.Я.Гинзбурга, Р.П.Доброгаева, А.К.Костина, М.К.Овсянникова, Г.Б.Розенблита, М.А.Салтыкова, а также В.Нуссельта, Г.Эйхельберга, Ж.Пиннера, В.Аннанда,

В.Пфлаума, Г.Ирмлера, А.Деардена, М.Рорле, Г.Фиска и др.

Значительные работы в области тепловой и механической напряженности деталей и узлов двигателей проводятся в ЦНИИ, МВТУ, ЛПИ, ЛКИ, ЛВИМУ, МАДИ, МАМИ, ХПИ, НАТИ, НАМИ, на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В.Куйбышева, заводе Транспортного машиностроения им. В.А.Малышева, ГСКБД г.Харьков, Ярославском моторном заводе, брянском машиностроительном заводе, Владимирском тракторном заводе и др. Систематические исследования теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы /ЦПГ/ двигателей ведет большинство крупных зарубежных двигателестроительных фирм и связанных с ними исследовательских центров. Однако основное количество выполненных работ, включая методики расчета теплового и напряженного состояний, относятся к более простым по сравнению с головкой цилиндра деталям. ЦПГ: в первую очередь к поршню, а также гильзе цилиндра и клапанам. Ранее предложенные, существующие методики расчета головок цилиндров, как правило, не обеспечивают приемлемых по точности результатов. Последние зачастую могут при пользовании указанными методиками в несколько раз отличаться от действительности. По мере повышения уровня форсировки этот недостаток существующих методик проявляется все сильнее. Сложность геометрической формы и условий нагружения головок цилиндров обуславливают приближенность решений задач об определении их теплового и напряженного состояний даже при применении современных методов расчета. Удачное построение расчетной модели в случае головки цилиндров /равно как и других деталей ЦПГ/ может быть обеспечено широким использованием эксперимента на всех этапах исследования. При этом назначением эксперимента, с одной стороны, является обоснование выбора расчетных схем, а с другой, оценка точности получаемых при расчетах результатов.

Однако знания теплового и напряженного состояний еще недостаточно для решения общей задачи о работоспособности головки цилиндров в течение времени, определяемого заданным моторесурсом двигателя. В связи с увеличением маневренности современных энергоустановок, в том числе и с двигателями внутреннего сгорания, работа в условиях частых и резких изменений скоростных и нагрузочных режимов создает особую опасность для теплонапряженных деталей ЦПГ, связанную с явлением термоусталости. Оценка прочности теплонапряженных деталей при эксплуатации предусматривает наряду с определением их теплового и напряженного состояний знания свойств и поведения материала в условиях нагружения, близких к условиям работы детали на двигателе.

В соответствии с поставленной целью на основании изложенного

основными этапами решения общей задачи являются:

1. Создание методики расчета теплового состояния головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания с учетом влияния параметров рабочего процесса, особенностей конструкции и режимов работы двигателя.

2. Создание методов расчета напряженного и деформированного состояния головок цилиндров, предусматривающих применение как численных методов решения, допускающих наиболее полный учет геометрических особенностей и особенностей нагружения, так и менее трудоемких приближенных методик, не требующих значительных затрат времени.

3. Экспериментальное обоснование предлагаемых расчетных методик с помощью физического моделирования на упрощенных моделях и натурных деталях, а также окончательная проверка результатов путем термо и тензометрирования головок цилиндров на работающих двигателях.

4. Исследование возможности оценки работоспособности головок цилиндров на основании данных о тепловом и напряженном состоянии с учетом термоусталостных характеристик материалов и условий эксплуатации двигателей.

Диссертация состоит из введения и пяти глав, первая из которых посвящена анализу опубликованных по теме работ, а в остальных рассматриваются намеченные этапы решения общей задачи.

II. Тепловое состояние головок цилиндров.

Применительно к головке цилиндров, в том числе и к ее основному наиболее нагруженному элементу — днищу, точное определение теплового состояния требует, строго говоря, решения пространственной задачи теплопроводности. Огромный объем исходной информации и большие затраты машинного времени делают решения трехмерных задач для деталей сложной формы чрезвычайно трудоемкими и дорогостоящими. Поэтому везде, где это возможно и допустимо по точности получаемых результатов, следует искать упрощений, позволяющих получать нужные результаты методами решения двумерных задач.

Известно, что наибольшей тепловой и механической напряженностью характеризуются двигатели с воспламенением топлива от сжатия — дизели. Конструктивная сложность и высокая напряженность головок цилиндров дизелей способствовали широкому распространению конструкций с плоским отнвым днищем в двигателях самых различных классов, начиная от малых стационарных, автомобильных и тракторных и кончая мощными тепловозными и судовыми среднеоборотными дизелями.

В отличие от существующих методов решения осесимметричных задач применительно к головке поршня, гильзе, клапану, а также близким

к осесимметричному виду днищам некоторых крышек цилиндров колпачкового типа судовых двигателей с петлевой продувкой, задача определения температуры T в днище подавляющего большинства головок, представляющем плиту с многочисленными отверстиями, находящуюся в сложных условиях теплообмена с горячими газами и охлаждающей средой, является по существу задачей определения трехмерного температурного поля. В этом случае определение теплового состояния в рамках решения двумерной задачи осуществляется с помощью аппроксимации распределения температуры по толщине δ днища полиномом относительно координаты z , нормальной срединной поверхности днища. Многочисленные расчеты и эксперименты дают возможность с приемлемой для практических расчетов точностью ограничиться квадратичным распределением:

$$T = T_0 + T_1 z + T_2 z^2 \quad (1)$$

Как показано в работах А.Д.Коваленко и И.А.Мотовилова, задача в этом случае сводится к решению системы 3-х дифференциальных уравнений относительно неизвестной температуры базовой плоскости T_0 и неизвестных функций полинома T_1, T_2 . Решение системы 3-х дифференциальных уравнений в частных производных представляет значительные трудности и может быть сравнительно легко получено лишь для простейших областей и частных случаев теплообмена. В связи с этим в работе предлагается, используя условия теплообмена на нагреваемой и охлаждаемой сторонах днища $z = \pm \frac{\delta}{2}$, выразить неизвестные величины T_1 и T_2 в выражении (1) через температуру T_0 базовой в частности срединной плоскости. При этом:

$$T_1 = \frac{u_1}{V} + \frac{y_1}{V} T_0; T_2 = \frac{u_2}{W} - \frac{y_2}{W} T_0; y_1 = \Omega \alpha_2 - \alpha_1; y_2 = \omega \alpha_2 + \alpha_1 \quad (2)$$

$$u_1 = \alpha_1 T_{cp1} - \Omega \alpha_2 T_{cp2} - q_{01} + \Omega q_{02}; u_2 = \omega \alpha_2 T_{cp2} + \alpha_1 T_{cp1} - q_{01} - \omega q_{02}$$

$$V = \lambda(1 + \Omega) + \frac{\delta}{2}(\Omega \alpha_2 + \alpha_1); W = \delta[\lambda(u + \omega) + \frac{\delta}{4}(\alpha_1 + \omega \alpha_2)]; \omega = \frac{2\lambda + \delta \alpha_1}{2\lambda + \delta \alpha_2}; \Omega = \frac{4\lambda + \delta \alpha_1}{4\lambda + \delta \alpha_2}$$

где $T_{cp1,2}; \alpha_{1,2}; q_{01,2}$ - температуры среды, коэффициенты теплоотдачи и тепловые потоки на нижней $z = \frac{\delta}{2}$ и верхней $z = -\frac{\delta}{2}$ поверхностях плиты соответственно; λ - коэффициент теплопроводности материала. С учетом выражений T_1 и T_2 система 3-х дифференциальных уравнений сведена к основному дифференциальному уравнению задачи, которое является уравнением второго порядка в частных производных относительно температуры срединной поверхности днища T_0 .

$$\nabla^2 T_0 + \frac{f_2}{\lambda} T_0 + \frac{f_1}{\lambda} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_0}{\partial t} \quad (3)$$

$$f_1 = \frac{[3\delta(\alpha_1 + \alpha_2) + 40\lambda]u_2}{8W} - \frac{3(\alpha_1 T_{cp1} + \alpha_2 T_{cp2})}{2\delta} + \frac{3(\alpha_1 - \alpha_2)u_1}{4V} + \frac{3(q_{01} + q_{02})}{2\delta}$$

$$f_2 = \frac{3(\alpha_1 + \alpha_2)}{2\delta} + \frac{3(\alpha_1 - \alpha_2)Y_1}{4V} - \frac{[3\delta(\alpha_1 + \alpha_2) + 40\eta]Y_2}{8W}$$

Решив уравнение (3), по зависимостям (1), (2) можно определить температуру в любой точке днища. Подобный подход справедлив и в случае оболочки (например, гильзы цилиндра).

Решение контрольных задач для круглых пластин, когда полученное уравнение (3) превращается в уравнение Бесселя, при характерных численных значениях отдельных величин показало хорошую сходимость результатов с существующими точными решениями. Как частный случай предложенный метод позволяет решать задачи о распределении температуры в плоском днище поршня, а также в кольцах (наиболее просто без учета замка). В этом случае температура срединной плоскости (днища поршня или кольца) определяется выражением:

$$T_0 = U + C_1 I_0 + C_2 K_0 \quad (4)$$

где I_0, K_0 - функции Бесселя нулевого порядка первого и второго рода от чисто мнимого аргумента; $U = -\frac{f_2}{f_1}$.

По сравнению с существующими методами предложенная методика требует меньших затрат времени при различии результатов в пределах 1%.

Однако основное назначение методики - расчет теплового состояния деталей сложной формы, к которым существующие методы расчета не применимы. Полученное уравнение (3) относительно температуры T_0 базовой плоскости позволяет в двумерной постановке реализовать известные численные методы и построить удобный алгоритм решения поставленной задачи об определении теплового состояния днища головки. В данном случае таким численным методом является достаточно известный и хорошо себя зарекомендовавший метод конечного элемента (МКЭ). Метод является вариационным, при этом значения температур, удовлетворяющие основному дифференциальному уравнению задачи, должны обеспечить экстремум (минимум) соответствующего функционала. Последний из-за особенностей уравнения (3) отличается от известного функционала обычного уравнения теплопроводности и для стационарной задачи имеет следующий вид:

$$CP(T) = \iint_G \left\{ \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial T_0}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_0}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{1}{2} T_0 - \frac{1}{2} f_2 T_0^2 \right\} dG + \frac{1}{2} \int_S \alpha_{kj} T_0^2 dS + \int_S \bar{q}_j T_0 dS \quad (5)$$

где G - область интегрирования, S - граница области интегрирования; $\bar{q} = \alpha_{kj} T_{\infty kj} + q_{kj}$; $T_{\infty kj}$; α_{kj} ; q_{kj} - температура среды, коэффициент теплоотдачи и тепловой поток на боковых поверхностях контуров плиты днища.

Таким образом с учетом принятых допущений отыскание температурного поля пластины произвольной формы, в частности днища головки цилиндров, при достаточно общих условиях теплообмена на его повер-

хностях сведено к двумерной вариационной задаче с включением физических граничных условий в естественную формулировку последней. Представляя днище головки цилиндра в виде набора элементов, например, треугольного типа и принимая линейным закон изменения температуры T_0 в пределах одного элемента с вершинами углов i, j, m :

$$T_0 = [N_i, N_j, N_m] \cdot \left\{ \begin{matrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{matrix} \right\}; N_i = \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i x + c_i y) \quad (6),$$

где $a_i = x_j y_m - x_m y_j$; $b_i = y_j - y_m$; $c_i = x_m - x_j$; Δ - площадь треугольника i, j, m ; задачу расчета температуры днища головки можно свести к нахождению температур узловых точек T_0 треугольных элементов. Минимизируя функционал (5) приравниванием нулю сумм одноименных частных производных от этого функционала по температурам узлов элементов, приходим к системе линейных алгебраических уравнений n порядка относительно температур узловых точек базовой плоскости днища в виде:

$$[A] \left\{ \begin{matrix} T_1 \\ \vdots \\ T_n \end{matrix} \right\} = \{R\} \quad (7),$$

где $[A]$ - матрица теплопроводности, n - число узловых точек.

Достоверность результатов, которые получаются при расчете по изложенной методике, как и в случае всякой краевой задачи, определяется достоверностью задания граничных условий, назначению которых должно быть уделено особое внимание, в противном случае затраты времени на расчет не окупятся. Выбор значений отдельных величин, характеризующих теплообмен на различных поверхностях днища головки (равно как и других деталей ЦПГ), является сложной задачей вследствие недостаточной разработанности вопросов теплообмена в двигателях внутреннего сгорания, что составляет большую, самостоятельную проблему. В данной работе при расчетах в значительной мере использовались опубликованные материалы по параметрам теплообмена, полученные, главным образом, в ЛПИ, на э-де им. В. А. Малышева, в МАДИ, ХПИ, а также за рубежом применительно к двигателям соответствующих классов. Наряду с этим при определении граничных условий со стороны камеры сгорания использовались некоторые результаты экспериментальных исследований нестационарного теплообмена методом анализа кривых периодических колебаний температуры поверхности днища головки, полученные в MBTU под руководством автора. Следует заметить, что амплитуда колебания температуры поверхности, определяющая уровень пульсирующих температурных напряжений, невелика, составляя, например, в случае двигателя ЧН 26/26 порядка 15-17 °С, что достаточно хорошо согласуется с результатами других исследователей двигателей подобного класса. Полученные данные о распределении параметров теплообмена по поверхности поз-

воляют эффективно использовать многочисленные опубликованные результаты по значениям этих параметров, осредненных по всем деталям, образующим камеру сгорания двигателя, при назначении граничных условий.

На (рис.1) представлены результаты расчета по предложенной методике стационарного температурного поля в срединной плоскости (а) и температурного перепада ΔT по толщине днища (б) серийной головки двигателя ЧН 26/26, соответствующие режиму работы $P_e = 15 \text{ кгс/см}^2$, $n = 700 \text{ об/мин}$. Используя близость конструкции к симметричной, рассматривалась половина днища, при этом число элементов, на которое было разбито днище, составляло 808 при 496 узлах. Расчет выполнен с помощью разработанных на кафедре Комбинированных двигателей внутреннего сгорания МВТУ программ решения осесимметричных и плоских задач на ЭВМ Минск-22.

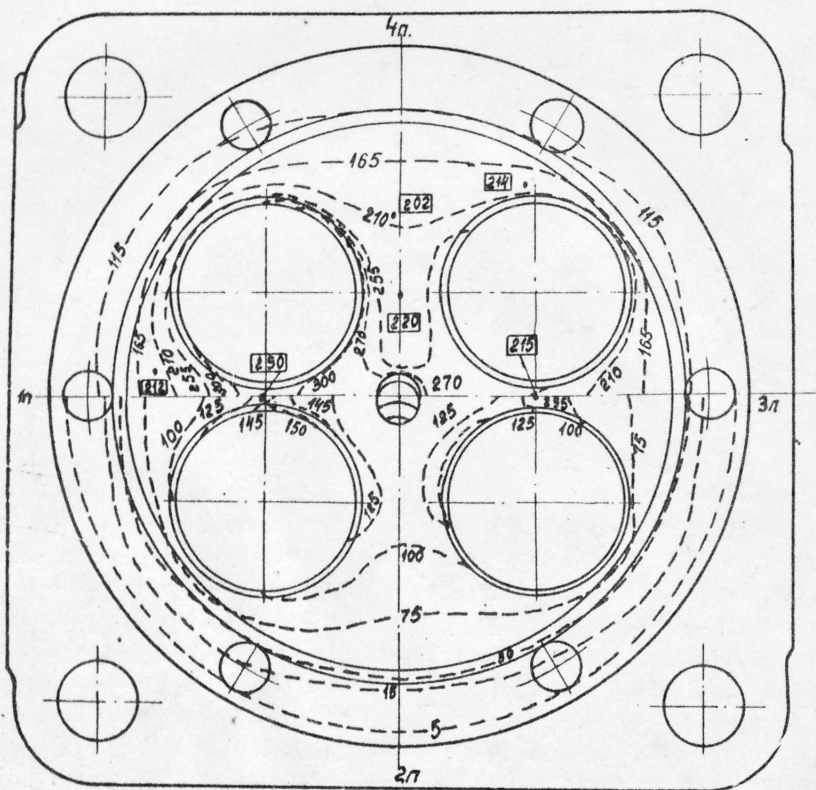


Рис. 1

На поле расчетных изотерм нанесены экспериментальные точки, полученные при термометрировании серийной головки двигателя ЧН 26/26 на данном режиме работы. Полученные экспериментальные данные и проведенное сравнение их с расчетом говорят об удовлетворительной сходимости результатов. Предложенный метод расчета дает возможность оценить влияние отдельных геометрических параметров, теплофизических свойств материала, а также параметров теплообмена на тепловое состояние головки, что представляет большой интерес для конструкторов, занимающихся проектированием и доводкой головок цилиндров. В заключение следует отметить, что с помощью предложенного метода имеется возможность рассмотрения обратных задач теплопроводности и т.о. по имеющимся результатам термометрирования головок цилиндров различного класса двигателей проводить систематизацию материала, необходимого для обоснованного выбора граничных условий при расчетах. Последнее тем более существенно, что экспериментальных данных по стационарным температурным полям отдельных теплонапряженных деталей, в том числе и днищам головок различных двигателей, неизмеримо больше, чем данных по значениям коэффициентов теплоотдачи и тепловых потоков (особенно локальным). В работе рассмотрены некоторые особенности, связанные с решением обратной задачи применительно к днищу головок цилиндров.

Изложенная методика позволяет, используя уравнение (3) и соответствующий функционал рассмотреть нестационарную задачу теплопроводности. На практике возможны ситуации, когда при неблагоприятном выполнении смены скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, уровень тепловых нагрузок может оказаться более высоким, чем на номинальном режиме. Решение задачи в этом случае может быть осуществлено с помощью линейной аппроксимации производной $\frac{\partial T}{\partial t}$ в интервале времени Δt . Главная трудность решения задач для деталей ЦПГ в этом случае связана с обоснованным заданием граничных условий, для чего в настоящее время еще практически не существует приемлемых по точности рекомендации. Следует, однако, заметить, что при выполнении соответствующих технических требований при эксплуатации различных типов двигателей наибольшие температуры, гг перепады и напряжения имеют место, как правило, на номинальном режиме работы.

III. Напряженное состояние головок цилиндров.

В эксплуатации на головку цилиндра двигателя действуют сле-

дующие виды напряжений: 1. Остаточные линейные напряжения; 2. монтажные напряжения; 3. переменные во времени напряжения от сил давления газов в цилиндре. 4. температурные напряжения; 5. напряжения, связанные со структурными изменениями в материале при повышенных температурах (например, напряжения роста в чугунных отливках).

Величина и степень влияния на работоспособность головки отдельных видов напряжений существенно различна. Так литейные напряжения, которые при неблагоприятных условиях могут достигать значительной величины, существенно уменьшаются и доводятся до приемлемого уровня, благодаря отжигу. Уровень напряжений от механической и тепловой нагрузок определяется параметрами рабочего процесса, конструкцией головки и сопряженных с ней деталей двигателя. При этом, если напряжения от механической нагрузки (в первую очередь монтажные) обычно можно снизить до относительно невысоких значений с помощью конструктивных мер, то снижение высокого уровня температурных напряжений является задачей значительно более сложной. Именно эти напряжения, величина которых при прочих равных условиях определяется степенью форсирования двигателя, достигает в выполненных конструкциях наибольших величин, представляют наибольшую опасность и им должно уделяться особое внимание.

Головки цилиндров различных типов двигателей относятся к конструкциям с резко выраженной неравномерностью напряженности их отдельных элементов. Прочность головок цилиндров определяется, главным образом, прочностью днища и в частности прочностью его наиболее нагруженных и напряженных центральных районов, имеющих многочисленные отверстия и находящихся под непосредственным действием горячих газов. При этом, если от повреждений верхней плиты и стенок каналов избавиться, как правило, удается сравнительно легко, то высокая напряженность днища имеет место всегда и растет с форсированием двигателя. В связи с этим создание достаточно надежных методов определения напряженного состояния днища головок имеет большое значение. За исключением некоторых типов головок цилиндров (например, колпачковые крышки крупных судовых двухтактных двигателей) большинство головок цилиндров дизелей различных типов и назначений имеют плоское или близкое к плоскому днище. Тепловые и механические факторы, действующие на днище, можно свести к факторам, действующим в плоскости последнего (температурный перепад $\Delta T'$) и факторам, приводящим к изгибу

плиты днища (температурный перепад ΔT , силы давления газа и т.д.). Расчет на прочность днища головки при достаточно общих допущениях сводится к расчету плиты, имеющей систему отверстий с заданными условиями "закрепления", находящуюся в условиях плоского напряженного состояния и изгиба. Общий результат при работе конструкции в упругой области получается суммированием.

Одинаковый вид основных дифференциальных уравнений, задач, соответствующих обоим рассматриваемым случаям деформирования, делает последние весьма схожими в математическом отношении и позволяет рассматривать по сути дела одну обобщенную биармоническую задачу плоской теории упругости и изгиба тонких плит. При этом задача приводится к определению в рассматриваемой области G плоскости $Z = x + iy$ двух функций комплексного переменного $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ (функции Н.И. Мусхелишвили) по заданным условиям на контурах L , ограничивающих область, занимаемую днищем. После определения функций $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ напряжения (моменты) вычисляются по известным зависимостям:

а) в случае плоского напряженного состояния

$$\sigma'_x + \sigma'_y = 4 \operatorname{Re} \varphi'(z); \quad \sigma'_y - \sigma'_x + 2i\tau_{xy} = 2[\bar{z}\varphi'(z) + \psi'(z)] \quad (8)$$

б) в случае изгиба тонких плит:

$$M_x + M_y = -4D(1+\nu)[\operatorname{Re} \varphi(z) + \frac{\partial^2 W_1}{\partial z \partial \bar{z}}]; \quad M_y - M_x + 2iM_{xy} = 2D(1-\nu)[\bar{z}\varphi''(z) + \psi''(z) + 2\frac{\partial^2 W_1}{\partial z^2}] \quad (9)$$

где D — цилиндрическая жесткость плиты днища при изгибе, ν — коэффициент Пуассона материала; $Z = x - iy$; W_1 — составляющая прогиба W днища соответствующая частному решению дифференциального уравнения изгиба последнего. В работе приводятся уточненные выражения некоторых граничных условий в отличие от опубликованных в литературе.

IV. Обоснование применимости методов решения двумерных задач к расчету днищ головок цилиндров.

Возможность расчета на прочность собственно днища при обоснованно выбранных граничных условиях в местах сопряжения его с другими элементами головки достаточно очевидна. Однако, чтобы расчет был эффективен во всех случаях необходимо оценить в условиях нагружения близких к реальным, влияние присоединенных элементов конструкции на уровень и распределение напряжений в днище. Последнее можно осуществить как расчетным путем, решая пространственную задачу для головки в целом, так и с помощью эксперимен-

тов. В настоящей работе широко использован последний путь. Эксперимент включал ряд взаимосвязанных этапов физического моделирования, начиная с испытаний простейших модельных плит и кончая испытаниями натуральных головок цилиндров в условиях безмоторного стенда и работающего двигателя. Эксперименты с модельными плитами из стали и чугуна и головками различных по классу двигателей заключались в исследовании с помощью тензометрирования влияния отдельных элементов пространственной конструкции головки при различных видах нагружения на напряженное состояние днища путем последовательного отделения элементов головки от днища с помощью механической обработки. В случае изучения влияния присоединенных элементов на распределение и уровень температурных напряжений в днище тепловое состояние последнего контролировалось несколькими десятками термопар и поддерживалось по возможности стабильным с помощью регулируемых электронагревателей.

Круглые модельные плиты с двумя, тремя и четырьмя отверстиями, имитирующими отверстия под клапаны и вихревую камеру (при наличии последней), были снабжены периферийным кольцевым буртом, относительная высота которого L/b соответствовала относительной высоте боковых стенок реальных головок цилиндров. Последовательное уменьшение высоты боковой стенки уменьшало величину температурных напряжений σ_t' в перемычках между отверстиями, вызванных неравномерным, но практически постоянным в отдельных опытах температурным полем в плоскости днища модели. Однако снижение σ_t' при изменении L/b от 3,5 до 0 было относительно невелико и составило в среднем II+I2%.

В качестве натуральных деталей для подобных экспериментов были выбраны головки цилиндров двигателей ИЧ 8,5/II; ДН 23/30; ЧН 26/26, отличающихся диаметрами цилиндра, тактностью и назначением. При исследовании влияния боковых стенок и газозвудушных каналов головки двигателя ИЧ 8,5/II на уровень напряжений в перемычках было последовательно сделано четыре среза, после чего полученное прямоугольное днище было превращено в круглую плиту. На рис. 2. представлено изменение величин температурных напряжений σ_t' в перемычках, вызванных неравномерным распределением температуры в днище в зависимости от относительной высоты элементов головки, присоединенных к днищу. Общее снижение напряжений при переходе от целой головки к плоскому днищу составило в среднем II%. Сравнение уменьшения напряжений за первые 2 среза, когда высота головки была уменьшена в несколько раз с уменьшением на-

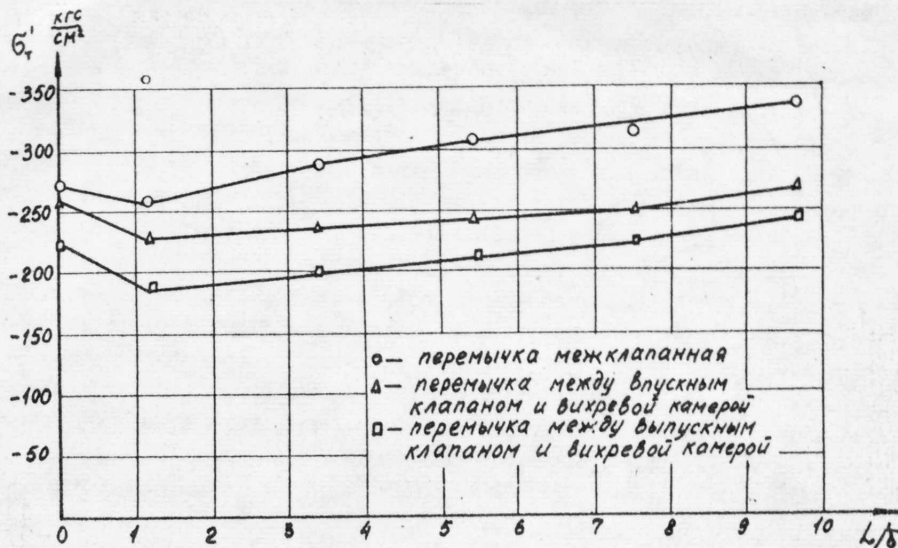


Рис. 2

пряжений при переходе от прямоугольного плоского днища к круглому показывает, что жесткость периферийной зоны собственно днища оказывает значительно большее влияние на уровень напряжений в перемычках, чем боковые стенки и стенки внутренних каналов. Аналогичные эксперименты были проведены на головке четырехтактного тепловозного двигателя ЧН 26/26; при этом исследовалась цельная головка, днище с частью газозвудушных каналов и, наконец, собственно днище. В таблице I приведены средние напряжения по пере-

Таблица I.

Номер перемычек (Рис. I)	Площадь перемычек см^2	Относительные температурные напряжения в перемычках		
		Цельная крышка	Нижняя часть го- ловки H=50 мм	Собственно днище-плита
1	3,8	1,0	0,86	0,88
2	9,6	1,0	0,94	0,93
3	4,2	1,0	0,88	0,89
4	9,6	1,0	0,94	0,93

мычкам, отнесенные к соответствующим напряжениям для цельной головки первоначального варианта с толщиной днища $\delta = 20$ мм. Близкие результаты получены для серийной головки двигателя

ЧН 26/26 с толщиной днища порядка 15 мм. Максимальное зарегистрированное уменьшение напряжений при переходе от цельной (объемной) конструкции к плоскому днищу составило 14% и имело место в наиболее узкой перемычке. Влияние на уровень температурных напряжений

в днище присоединенных к нему элементов головки в случае сложной, комбинированной конструкции, нижняя и верхняя части которой выполнены из различных материалов, изучалось на головке цилиндров двухтактного двигателя ДН 23/30. При этом, как и в случае головки ЧН 26/26, после каждого изменения конструкции наряду с влиянием на температурные напряжения изучалось влияние элементов головки на уровень монтажных напряжений и напряжений от сил давления в цилиндре. В экспериментах исследуемые головки устанавливались на реальные картеры. Данные, полученные при тензометрировании модельных плит и указанных натурных головок, а также данные, полученные по методике автора с другими типами конструкций, дают основание утверждать, что при расчетах температурных напряжений, вызванных неравномерностью распределения температуры в плоскости днища, последнее допустимо рассматривать отделенным от остальной конструкции головки, влияние которой на уровень температурных напряжений в днище в среднем составляет 10-15%. Влияние присоединенных к днищу элементов головки на уровень изгибных напряжений от сил давления в цилиндре значительно выше и должно учитываться при расчете днища на изгиб.

У. Численное решение задачи об определении напряженного и деформированного состояния головки.

Расчет температурных напряжений наиболее полно может быть выполнен численными методами, в частности МКЭ. Последние тем более целесообразно, так как при определении температурного поля выполняются разбиение области днища на элементы и составлены исходные данные. Как и в случае задачи теплопроводности решение осуществляется минимизацией некоторого функционала. Если за систему неизвестных принимаются перемещения узловых точек элементов $\{\delta_i\} = \{ \begin{smallmatrix} u_i \\ v_i \end{smallmatrix} \}$, то, используя принцип минимума полной потенциальной энергии, при линейной аппроксимации перемещений внутри элементов треугольного типа следует минимизировать функционал вида:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_V \{ \epsilon^T \} [D] \{ \epsilon \} dV - \sum_V \{ \epsilon^T \} [D] \{ \epsilon_0 \} dV + \sum_V \{ \epsilon^T \} \{ \epsilon_0 \} dV - \sum_V \{ \delta^T \} \{ R \} + \sum_V \{ \delta^T \} \{ P \} dV + \sum_S \{ \delta^T \} \{ q \} dS \quad (10)$$

где ϵ_0 , ϵ_0 - соответственно начальные деформация и напряжение, $[D]$ - матрица упругости, $\{P\}$, $\{R\}$, $\{q\}$ - векторы объемных сил, сосредоточенных и распределенных внешних нагрузок.

Минимизация полной потенциальной энергии приводит к системе ли-

нейных алгебраических уравнений относительно узловых перемещений:

$$[K]\{\delta\} = \{R\} + \{F\}_q + \{F\}_p + \{F\}_{\varepsilon_0} - \{F\}_{\sigma_0} \quad (II),$$

где $[K]$ – матрица жесткости системы элементов; $\{F\}_q, \{F\}_p, \{F\}_{\varepsilon_0}, \{F\}_{\sigma_0}$ – векторы узловых усилий, статически эквивалентные распределенной внешней нагрузке, объемным силам, начальным деформациям и напряжениям соответственно.

Число неизвестных при решении задачи равно числу узлов системы, умноженному на число степеней свободы одного узла. Расчет деформаций и напряжений производится по формулам:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}; \{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (I2),$$

где $[B]$ – матрица деформации, являющаяся функцией координат.

На рис.3 приведены результаты расчета по изложенной методике

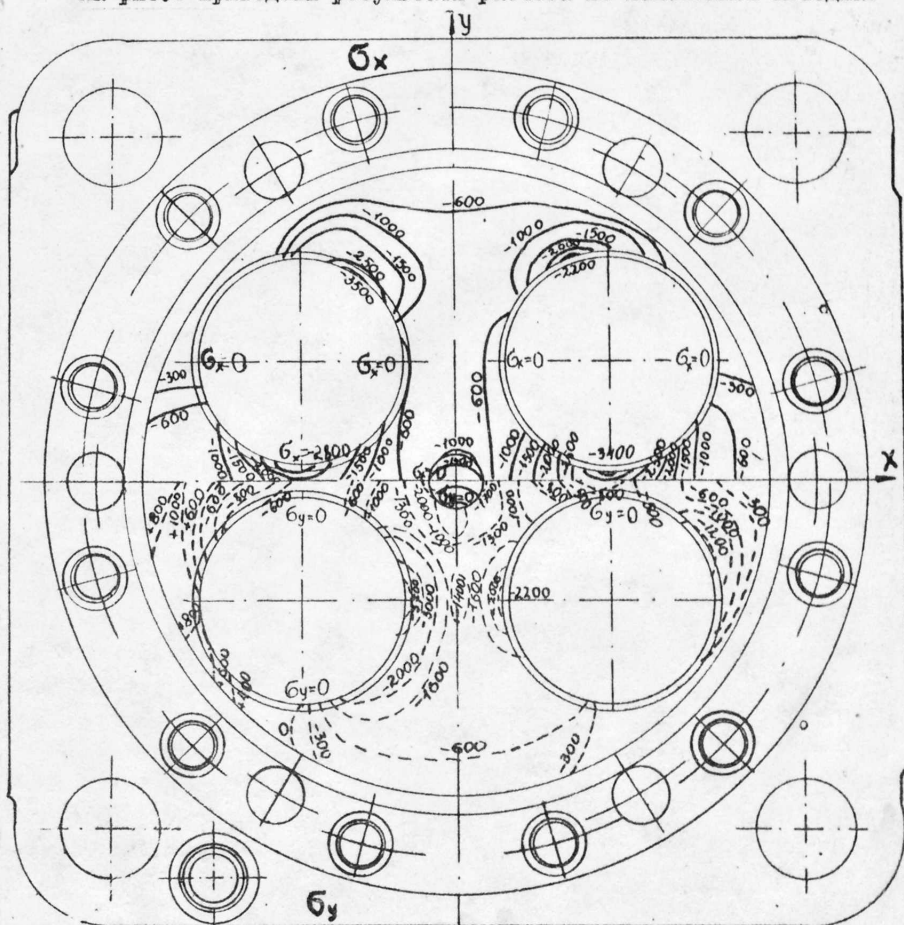


Рис3

температурных напряжений в днище головки двигателя ЧН 26/26, вызванных неравномерностью распределения температуры в плоскости днища. С использованием дискретно-элементного представления днища в виде системы элементов треугольного типа анализировалась половина детали. Максимальные напряжения возникают в межклапанных перемычках на кромках отверстий под клапаны и достигают высоких значений, намного превышающих значения, которые можно получить по методикам расчета, применявшимся прежде. Напряженное состояние в перемычках одноименных клапанов близко к одноосному. Следует отметить, что наблюдающаяся в некоторых местах большая неравномерность напряжений в соседних элементах делает целесообразным проведение дополнительных расчетов при более мелкой разбивке на соответствующих участках, используя предыдущие результаты в качестве граничных условий. Стандартные операции МКЭ могут быть использованы и при расчете плиты днища головок цилиндров на изгиб. Однако, как отмечалось, в этом случае присоединенные к днищу элементы головки могут оказывать существенное влияние на уровень изгибных напряжений в последнем. Достаточно обоснованный учет этого влияния при расчетах на изгиб всей нижней плиты головки требует накопления значительного объема соответствующих данных, которых еще недостаточно.

VI. Приближенные аналитические методы расчета напряжений в элементах днища головок цилиндров.

Известная трудоемкость численных методов делает целесообразным наряду с изложенной созданием методик, позволяющих конструктору быстро получать данные об уровне напряжений в наиболее нагруженных элементах головки. В этом случае для определения напряжений применен метод расчленения днища на элементы с выделением областей, характеризующихся общностью геометрических форм и видов нагружения. Такими элементами являются отверстия под клапаны и центральная зона, включающая отверстие под форсунку или дополнительную камеру.

I-VI. При определении температурных напряжений σ_t в перемычках, вызванных неравномерным распределением температуры в плоскости днища, перемычки представляются системой элементов стержневого типа (рис. 4) переменного поперечного сечения, нагретых до более высокой по сравнению с окружающей их периферийной зоной днища температуры. Рассмотрение условий совместного деформирования и равновесия выделенных элементов приводит к системе линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных усилий P_i в перемычках. В работе приведена система уравнений для произвольного числа клапанных отверстий. Для отдельных наиболее распространенных конструкций получе-

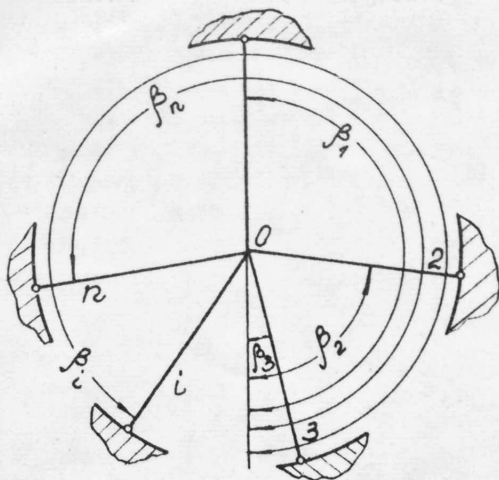


Рис. 4

$$B_1 = C \sin(\beta_2 - \beta_3); B_2 = -C \sin \beta_3; B_3 = C \sin \beta_2; C = \alpha_1 l_1 \bar{T}_1 \sin(\beta_2 - \beta_3) - \alpha_2 l_2 \bar{T}_2 \sin \beta_3 + \\ + \alpha_3 l_3 \bar{T}_3 \sin \beta_2; A = l_1^2 \sin^2(\beta_2 - \beta_3) + l_2^2 \sin^2 \beta_3 + l_3^2 \sin^2 \beta_2 + D [\sin(\beta_2 - \beta_3) + \sin \beta_2 - \sin \beta_3]^2$$

Головка с четырьмя клапанами.

$$B_1 = B_3; B_2 = B_4; B_1 = (\alpha_1 l_1 \bar{T}_1 + \alpha_3 l_3 \bar{T}_3)(l_2 + l_4 + 4D) - 4D(\alpha_2 l_2 \bar{T}_2 + \alpha_4 l_4 \bar{T}_4); \\ B_2 = (\alpha_2 l_2 \bar{T}_2 + \alpha_4 l_4 \bar{T}_4)(l_1 + l_3 + 4D) - 4D(\alpha_1 l_1 \bar{T}_1 + \alpha_3 l_3 \bar{T}_3); A = (l_1 + l_3)(l_2 + l_4) + 4D \sum_{i=1}^4 l_i$$

где l_i , F_{0i} , l_i - соответственно длина, минимальная площадь поперечного сечения и податливость i ой перемычки; $\bar{T}_i$ - расчетная температура i ой перемычки, равная разности между ее средней температурой T_i и осредненной температурой периферийной зоны дна, а $-D$ коэффициент, характеризующий податливость последней.

В случае головки с двумя клапанами напряжения в межклапанной перемычке определяются по известной формуле Г.Ирмлера:

$$\sigma'_{T2} = - \frac{\alpha E (T_2 - T_{1,3})}{(1 + \frac{F_{02}}{F_{01} + F_{03}})} \quad (14)$$

При разноименных клапанах дополнительные напряжения σ'_T , связанные с неравномерностью температуры по ширине перемычки, а также напряжения σ''_T , вызванные температурным перепадом по толщине дна, можно оценить по упрощенным зависимостям:

$$\sigma''_{Ti} = K' \alpha_i E_i \Delta T_i(x); \sigma''_{Ti} = K'' \alpha_i E_i \Delta T_i(y) \quad (15)$$

где $\Delta T_i(y)$, $\Delta T_i(x)$ - температурные перепады соответственно по толщине и ширине i ой перемычки.

Суммарные температурные напряжения будут равны: $\sigma_T = \sigma'_T + \sigma''_T + \sigma'''_T$

ны достаточно простые и удобные для расчета напряжений в перемычках формулы, хорошо зарекомендовавшие себя в инженерной расчетной практике. Средние сжимающие температурные напряжения в перемычках определяются по формуле:

$$\sigma'_{Ti} = - \frac{B_i}{A F_{0i}} \quad (13)$$

Головка с тремя клапанами или два клапана и вихревая камера.

Для учета неравномерности распределения напряжений σ'_r и σ''_r по сечению перемычек в работе использованы имеющиеся в литературе зависимости. Хорошее совпадение с экспериментом дают известные ф-лы Нейбера для пластин с двухсторонними гиперболическими вырезами при условии равенства радиусов отверстий под клапаны и радиусов кривизны в вершине гиперболического выреза. В табл. II даны величины суммарных температурных напряжений σ'_{θ} на контурах отверстий модельных плит, определенные по приближенной методике. Сравнение

Таблица II.

Тип плит	Величина температурных напряжений в кгс/см ²			
	Напряжения на контурах отверстий		Осредненные напряжения σ'_r в перемычках	
	МКЭ	Приближенная методика	Расчетн.	Экспер.
Плита с двумя отверстиями	-900	-875	-600	-650
Плита с четырьмя (1) отверстиями	-1700	-2060	-1900	-1890
(2)	-1000	-1260	-1060	-990

(1), (2) - перемычки между отверстиями, имитирующими выпуск и впуск.

результатов, полученных по этой методике, с результатами расчета с помощью МКЭ, а также с результатами экспериментов говорит об их удовлетворительной сходимости. Например, расчетные осредненные напряжения в перемычках отличаются от напряжений, полученных экспериментально для плиты с двумя и четырьмя отверстиями соответственно на 8,0% и 5,4%. В табл. III даны результаты расчета температурных напряжений по МКЭ и по приближенной методике в перемычке днища между выпускными клапанами серийной головки цилиндров двигателя ЧН 26/26, а также результаты тензометрирования головок на работающем двигателе при $P_e = 15$ кгс/см², $n = 700$ об/мин. Расход

Таблица III

	Величина температурных напряжений в кгс/см ²			
	МКЭ	Приблж. методика	Осредненные напряжения в перемычке	
Контур отверстия	-2800	-3060	Приблж. методика	Эксперимент*
Средина перемычки	-2000	-2350	-2550	-2880

$$* \sigma'_{\theta_{\text{экс}}} = \sigma_{\theta_{\text{экс}}} - \sigma'_r$$

деление средних значений сжимающих напряжений в перемычке, полученных при эксперименте и по приближенной методике, не превышает 12%, что говорит о целесообразности использования упрощенного метода

в повседневной расчетной практике, обращаясь к МКЭ при проведении наиболее ответственных и контрольных расчетов.

2-У1. При определении напряжений в центральной зоне днища, представляющей односвязную или двухсвязную область S (рис.5), ограниченную снаружи контуром L_2 , образованным отверстиями под клапаны и межклапаннными перемышками, а изнутри контуром L_1 отверстия под форсунку или дополнительную камеру, использован аппарат функций комплексного переменного и конформных отображений. Полученные в работе решения основаны на методе Колосова-Мусхелишвили, примененным в данном случае для решения обобщенной бигармонической задачи плоской теории упругости и изгиба тонких плит для различных случаев нагружения и закрепления области S днища. Регулярная часть $\varphi(z)$ функции $\Psi(z)$ принимается в виде ряда Лорана:

$$\varphi^*(z) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{A^k} (a'_k z^k + a''_k \frac{R^{2k}}{z^k}) \quad (16),$$

где $A = \frac{2}{1-m}$; $0 \leq m \leq \frac{1}{n}$; n - уменьшенное на единицу число участков клапанных отверстий, образующих наружный контур.

Что касается второй функции Мусхелишвили $\Psi(z)$, то она в случае двухсвязной области определяется из граничных условий на внутреннем контуре L_1 . В работе показана справедливость такого подхода и в случае несвободного контура L_1 как при плоском напряженном состоянии, так и в задаче изгиба. Полученные соотношения проверены при решении контрольных задач/ кольцо, круглые пластинки/, при этом результаты совпадают с общеизвестными.

а) При решении задачи о температурных напряжениях часто исходят из известной аналогии С.П.Тимошенко о тождественности решения исходной задачи решению первой основной задачи теории упругости при соответствующем нагружении рассматриваемой области. При этом вследствие относительно небольшого изменения температуры в пределах рассматриваемой области по сравнению с температурным перепадом между центральным районом и периферией днища можно ограничиться лишь заданием граничных нагрузок, для определения которых использована предложенная методика расчета температурных усилий в перемышках днища с последующим разложением этих усилий в ряды.

Численные примеры реализации данного метода приведены в работе для весьма распространенных головок/ четырехклапанных с центрально расположенным отверстием под форсунку/. На рис.5 представлена центральная область днища головки цилиндров тепловозного двухтактного двигателя ДН 23/30. Учитывая симметрию конструкции и главную цель расчета - определение напряжений на внутреннем контуре, в качестве отображающей использована достаточно простая

функции $z = A(\xi + \frac{0.33}{\xi^3})$; $\xi = e^{i\theta}$, обеспечивающая приемлемое геометрическое соответствие для симметричных конструкций. Коэффициенты a_k^i и a_k^u функции $\Psi(z)$ определяются решением систем алгебраических уравнений отвечающих для первых основных задач плоской теории упругости и изгиба тонких плит следующему основному граничному уравнению:

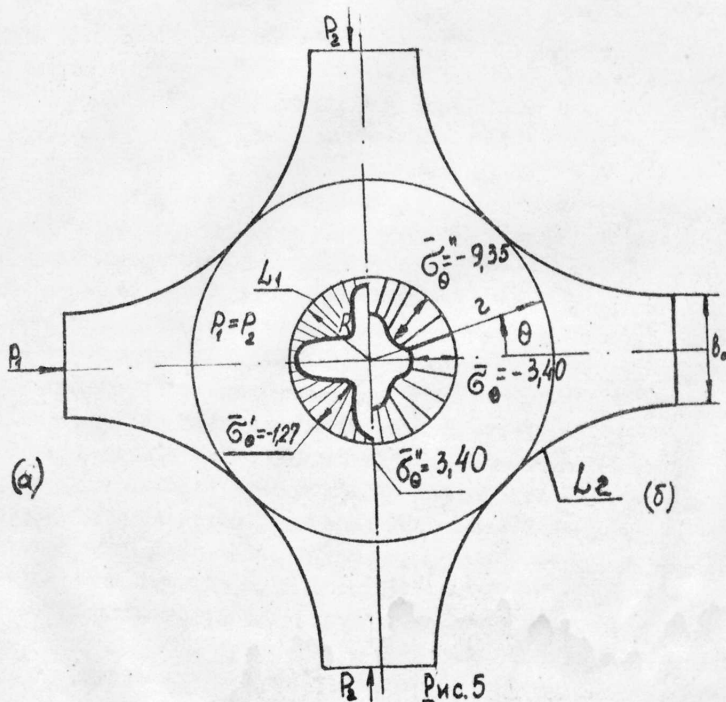
$$\sum_{k=1}^{\infty} \{ \eta [a_k^i F^k + a_k^u (\bar{F})^k] + k [F \bar{F} - A(\bar{F})^2] [a_k^i (\bar{F})^{-k} - a_k^u (\bar{F})^k] - \eta [a_k^i (A \bar{F})^k + a_k^u (\bar{F})^{-k}] \} = -B_1 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{f^n}{n} \quad (17)$$

где $F = \frac{m + \xi^4}{\xi^3}$, $\bar{F} = \frac{\xi}{1 + m \xi^4}$; $\eta = I$, $B_1 = \frac{P_1}{4}$ в случае плоского напряжен-

ного состояния; $\eta = -\frac{3 + m}{1 - m}$, $B_2 = \frac{\alpha E A T \delta^2}{12 D (1 + m)}$ в случае изгиба; $A = \frac{(R)^2}{(A)}$. В работе приведены в виде таблиц численные значения коэффициентов a_k^i и a_k^u для широкого диапазона изменения конструктивных параметров головок, а также окончательные выражения уравнений для определения напряжений. В качестве примера на (рис. 5 а) представлено распределение нормальных окружных температурных напряжений σ_θ' в плоскости дна на контуре отверстия под форсунку, отнесенных к средним температурным напряжениям в перемычках, для головки двигателя ДН 23/30. Расчетные результаты удовлетворительно совпадают с экспериментальными, полученными при тензометрировании головки в безмоторных условиях. Расхождение расчетных и экспериментальных значений напряжений вблизи контура ($\theta = 45^\circ$) порядка 6%.

б) Впервые в случае многоклапанных головок рассмотрен изгиб дна от переменных во времени сил давления газов. Для головок цилиндров двигателей различных назначений в среднем уровень напряжений изгиба σ'' становится достаточно заметным, начиная с диаметра цилиндра 250-300 мм. и выше. Учитывая ограниченность экспериментальных данных по влиянию присоединенных элементов головки на напряженное состояние дна при нагрузках, вызывающих изгиб, в работе рассмотрены различные варианты закрепления на границах рассматриваемой центральной области дна, охватывающие имеющие место на практике случаи. Так рассмотрен предельный случай жесткого закрепления по контурам. При действии давления сгорания P_2 здесь, как и в случае температурного перепада ΔT по толщине, решена вторая основная задача изгиба тонких плит. Так как для многих конструкций головок цилиндров толщина дна δ значительно превышает толщину внутренних стенок каналов и наружных боковых стенок (до двух и больше раз), закрепление по контурам в этих случаях нельзя считать жестким. В работе рассмотрена расчетная схема без учета влияния стенок патрубков и канала под форсунку на поворот плиты дна, при этом однако учтено восприятие патрубками и каналом под форсунку поперечных сил от нормальной к дну газовой нагруз-

ки. При этом в качестве простейшего распределения поперечных сил Q по контурам может быть принято равномерное Q_{cp} последующим уточнением закона распределения методом последовательных приближений. Величина неизвестного момента в перемычке M_{Π} , введенного в расчет в виде параметра, оценивается по экспериментально полученным значениям изгибных напряжений в перемычках или по приведенным в работе осредненным данным для отдельных типов конструкций. В работе получены составляющие коэффициентов разложения $\psi(\pm)$ от отдельных силовых факторов на контурах, давления сгорания P_2 , а также от логарифмического слагаемого, учитывающего связность области и характер нагружения. Общий результат получается наложением отдельных составляющих напряжений. Экспериментальная проверка изложенного подхода осуществлялась тензометрированием натурной головки двигателя ДН 23/30, установленной на картере, при действии давления воздуха, подаваемого в цилиндр. На рис. 5(б) приводится распределение на контуре отверстия под форсунку изгибных напряжений $\bar{\sigma}_\theta''$, отнесенных к величине давления сгорания P_2 . Различие полученных экспериментально и расчетным путем максимальных окружных напряжений у контура отверстия под форсунку составило 12,5%, что можно считать удовлетворительным. Рассмотренные методы расчета при-



меними и в случае другого числа клапанов. При этом для получения соответствующих соотношений следует воспользоваться функцией $z = A(\xi + \frac{m}{\xi^n})$. При назначении необходимых граничных условий могут рассматриваться как индивидуальные, так и блочные головки. Показана возможность расчета напряжений, возникающих в днище при монтаже форсунки. Как отмечалось, в большинстве случаев имеется возможность уменьшения напряжений от усилий затяжки шпилек, крепящих головку к блоку. В то же время значительный интерес представляют деформации днища, особенно в случае отливки на несколько цилиндров. Предложена методика расчета блочных головок под действием усилий затяжки шпилек. Расчет основан на применении теории балок на упругом основании. Полученное выражение упругой линии головки /ее днища/ может быть использовано при выборе положения и усилий затяжки силовых шпилек, что важно для надежной работы газового стыка двигателя.

VII. Особенности и роль эксперимента при изучении теплового и напряженного состояния головок цилиндров двигателей.

Даже достаточно сложные методы расчета с использованием ЭВМ обеспечивают лишь приближенное решение задачи. При этом степень приближения зависит от построения расчетной модели с учетом как геометрических особенностей, так и правильной оценки и схематизации условий теплообмена и нагружения конструкции. В случае головки цилиндров достаточно надежные ответы на эти вопросы могут быть получены экспериментально. Замер температур и напряжений в условиях работающего двигателя весьма сложен. Поэтому наряду с натурными испытаниями широко использовались эксперименты на упрощенных моделях /плитах/. Применение физического моделирования при сохранении физической природы изучаемого явления дает определенные преимущества. В работе рассмотрены условия моделирования при изучении напряженного состояния днища головок цилиндров. Большие трудности, связанные со строгим соблюдением условий подобия в случае головок цилиндров, позволили осуществлять лишь приближенное моделирование изучаемых явлений. Отмеченные особенности и недостатки, связанные с приближенным моделированием, компенсировались в данном случае проведением комплекса взаимосвязанных экспериментов от простейших модельных испытаний плит до испытаний натурных головок на работающих двигателях, что давало возможность решать на каждом этапе эксперимента свои особые задачи, а также обеспечивало стыковку результатов отдельных экспериментов и единство всей расчетно-экспериментальной методики в целом. При этом было испытано значительное количество /порядка 10 / модельных плит различных конфигураций и материалов, пять типов головок цилиндров различных по назначению двигателей.

Большое внимание уделено в работе методике проведения

эксперимента, в частности вопросам высокотемпературного тензометрирования, имеющего в условиях камеры сгорания работающего поршневого двигателя ряд специфических особенностей, включая защиту тензодатчиков, расположенных на огневой поверхности днища, а также определению теплового состояния головок. Отработанные методики обеспечили достаточную стабильность тепловых и механических характеристик, систем измерений, что вместе с многократными повторениями отдельных экспериментов позволяет говорить о надежности полученных результатов. При этом во всех случаях оценена точность полученных экспериментальным путем результатов. Данные, полученные при тензометрировании на модельных плитах и натуральных головках как в безмоторных условиях, так и в условиях работающих двигателей, указывают на определяющее значение в случае головок цилиндров температурных напряжений, уровень которых при повышенных форсировках весьма высок и намного превосходит уровни напряжений от механических нагрузок. Подтверждена также возможность расчета по предложенным методикам температурных напряжений с приемлемой для практики точностью. В среднем расхождение результатов расчета и эксперимента можно оценить в $15 \pm 20\%$ для натуральных головок. Уровень температурных напряжений существенно зависит от величины среднего эффективного давления P_e . Например, сжимающие температурные напряжения в отдельных местах днища головки высокофорсированного двигателя ЧН 26/26, выполненной из высокопрочного чугуна при $P_e = 15 \text{ кгс/см}^2$, достигают порядка $\sim 4000 \text{ кг/см}^2$. В головках малофорсированного двигателя ИЧ 8,5/II, выполненных из серого чугуна, при $P_e = 5,5 \pm 5,8 \text{ кгс/см}^2$ температурные напряжения составляют порядка $\sim 1250 \text{ кгс/см}^2$. Напряжения от сил давления P_z для обследованных головок сравнительно невелики и составляют для двигателя ИЧ 8,5/II не более 65 кгс/см^2 , а для ЧН 26/26 100 кгс/см^2 при испытаниях на воздухе. Аналогичные величины получены для головок тепловозного двигателя ДН 23/30. Однако эти напряжения растут в среднем с увеличением диаметра цилиндра, достигая, например, в головках крупных судовых двигателей (ДКРН 75/160) $1400 \pm 1500 \text{ кгс/см}^2$. Монтажные напряжения в днище обследованных индивидуальных головок не превосходили в среднем $100 \pm 180 \text{ кгс/см}^2$. В случае блочных головок цилиндров автомобильных и тракторных двигателей их уровень зависит от типа прокладки, выступания бурта гильзы над плоскостью блока и может быть несколько выше.

УШ. Теплонапряженность и работоспособность головок цилиндров в пределах моторесурса двигателя

Сами по себе полученные величины температур и составляющих напряжений еще не дают окончательного ответа на вопрос о степени опасности состояний конструкции, имеющих место при эксплуатации, а также не позволяют указать предельные значения отдельных параметров теплонапряженности с точки зрения обеспечения заданного срока безаварийной работы. Разрушения головок цилиндров, выполненных из различных материалов, при эксплуатации двигателей самых различных классов и назначений, как правило, не наступают сразу, а происходят лишь через некоторое, иногда весьма значительное время.

Изменение тепловой и механической нагрузок в течение рабочего цикла не может быть главной причиной разрушения. Температурные колебания наружных слоев металла невелики (особенно для высокооборотных двигателей) и быстро затухают с увеличением расстояния от огневой поверхности, уровень же напряжений от сил давления газов незначителен.

Амплитуды пульсирующих с высокой частотой напряжений малы, а количество циклов, связанных со вспышкой в цилиндре столь велико, что разрушение наступало бы во всех случаях гораздо ранее, чем это имеет место в эксплуатации. С другой стороны, число смен режимов, приводящих к значительным изменениям температурного состояния наиболее нагретых деталей двигателя (макротеплосменам), существенно меньше и составляет для различных типов двигателей порядка нескольких десятков тысяч (пуски, остановки двигателя и всего агрегата, изменение режима работы и т.д.). Например, в случае тракторных двигателей при моторесурсе 5000 часов в течение срока службы при эксплуатации на сельскохозяйственных работах количество макротеплосмен деталей ЦПГ может быть оценено приблизительно в $4 \cdot 10^4$. Время же существенного изменения теплового состояния стенок деталей, омываемых газами, значительно меньше продолжительности циклов, связанных со значительным изменением нагрузки, и составляет в случае тракторных дизелей порядка 1-2 мин., а в случае тепловозных от 3 до 5 мин.

Подобные примеры можно привести и из эксплуатации поршневых двигателей других назначений: автомобильных, судовых, и т.д. Увеличение удельных параметров современных двигателей и требование повышения их моторесурса ведет к увеличению количества смен

режимов работы и повышению интенсивности этих изменений за срок службы двигателя. Разрушение днища головок цилиндров двигателей равно как и других деталей, соприкасающихся к горячими газами, в настоящее время связывается с явлением так называемой термической усталости материала конструкции, под которой понимают появление трещин в деталях при действии циклических термических напряжений. Разрушения наступают, когда теплосмены сопровождаются повторной пластической деформацией. При этом существенную роль играет режим нагрева и охлаждения, включая временную характеристику цикла, обуславливающую возможность появления релаксационных процессов в материале. Подтверждением является высокий уровень остаточных растягивающих напряжений, достигающих, например, в межклапанных перемычках головок некоторых тепловозных двигателей 3000 кгс/см^2 .

Процессы деформирования материала, сопутствующие термической усталости, весьма сложны, поэтому достаточно надежные заключения о сопротивлении материала могут быть сделаны на основании экспериментальных исследований с учетом основных факторов, влияющих на процесс деформирования материала при теплосменах. К сожалению, данных по материалам, из которых изготавливаются детали ЦИГ двигателей, очень мало. В то же время применение того или иного подхода при оценке работоспособности детали в условиях теплосмен зависит от типа и свойств конкретного материала, из которого выполнена деталь.

В некоторых случаях при применении достаточно пластичных материалов при рассмотрении работы элементов днища головки в условиях теплосмен можно использовать представление об идеально упруго-пластическом материале и воспользоваться при анализе работы конструкции положениями теории приспособляемости. Состояние, когда наиболее нагруженная перемычка днища еще сможет "приспособиться" (отсутствие знакопеременной пластической деформации) возможно, если соответствующее тепловой деформации упругое усилие в перемычке $P_{\text{пред}}$ не превышает удвоенного усилия текучести: $P_{\text{пред}} \leq 2P_t$.

На базе предложенных методов определения теплового и напряженного состояния днища головок цилиндров в работе приводится способ оценки работоспособности межклапанной перемычки с использованием теории приспособляемости. В качестве примера рассмотрена опытная головка (крышка) цилиндра крупного судового двухтактного двигателя с клапанно-целевой схемой газообмена, выполнен-

ная из низколегированной стали 20ХМл. Используя опубликованные экспериментальные данные по тепловому состоянию днища и разработанную в настоящей работе методику, были подсчитаны значения основных величин процесса деформирования межклапанной перемычки, ослабленной в данном случае отверстием под форсунку. Если в среднем для перемычки условие $R_{пред} \leq 2R_f$ выполняется, то на контуре отверстия под форсунку из-за концентрации напряжений имеет место знакопеременное пластическое деформирование. Подтверждением являются имевшие место разрушения межклапанной перемычки при испытаниях двигателя.

Недостатком теории приспособляемости является невозможность определить, когда приспособляемость наступит и не произойдет ли до этого разрушение из-за достижения предельного числа циклов N работы конструкции в условиях теплосмен. Для определения последнего в различных отраслях энергомашиностроения широко пользуются формулой Мэнсона-Коффина, предполагая при этом известную аналогию между термической и малоцикловой изотермической усталостью. Некоторое приближение к условиям, характерным для работы энергоустановок, достигается включением в формулу временного фактора - длительности цикла. Однако использование подобных зависимостей, а также современных критериев оценки работоспособности конструкций, основанных на суммировании повреждений, невозможно без проведения значительного количества экспериментов по определению соответствующих характеристик материалов деталей ЦПГ двигателей. В работе указаны возможности применения некоторых из существующих зависимостей в случае стальных головок судовых дизелей. Широкое распространение для изготовления головок дизелей самых различных назначений в настоящее время имеет чугун. При этом, если для большинства тракторных дизелей применяются сравнительно дешевые серые чугуны с пластинчатым графитом, то для головок цилиндров форсированных двигателей применяется высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Оценка сопротивления термоусталости в случае малопластичных материалов представляет дополнительные трудности. Наиболее значительные результаты в этом отношении получены на Коломенском тепловозостроительном заводе И.И.Александровым, которым было проведено исследование термической прочности материалов, применяемых для изготовления литых деталей ЦПГ тепловозных дизелей. Для обеспечения достаточной для деталей ЦПГ двигателя дол-

говечности подобные материалы не должны в процессе эксплуатации двигателя подвергаться заметной знакопеременной пластической деформации.

В работе использованы опубликованные диаграммы термодинамического нагружения для чугуна, полученные экспериментально в условиях одноосного нагружения с учетом релаксации сжимающих температурных напряжений. С помощью указанных диаграмм на основании предложенных методик определения теплового и напряженного состояний в работе проведена оценка работоспособности наиболее нагруженных перемычек днища головок высокофорсированных четырехтактных тепловозных дизелей. Располагая подобными диаграммами для различных материалов, можно с помощью изложенных методов расчета оценить работоспособность, а также указать уровни предельных (в частности тепловых) состояний наиболее нагруженных элементов головки цилиндров в условиях эксплуатации двигателей.

В ы в о д ы

Приведенные в диссертации результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Повышение надежности и долговечности современных двигателей внутреннего сгорания, а также их дальнейшее форсирование по параметрам рабочего процесса связано в первую очередь с ограничением тепловой и механической напряженности базовых деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

2. Анализ опыта эксплуатации, а также действующих нагрузок и условий работы современных высокофорсированных двигателей показал, что головка цилиндров, будучи наиболее сложной из теплонапряженных деталей, является одновременно и одной из наиболее нагруженных деталей ЦПГ двигателя, недостаточная надежность которой ведет к многочисленным отказам в эксплуатации энергоустановок с двигателями внутреннего сгорания.

3. В настоящее время не существует достаточно эффективной методики анализа теплового и напряженного состояния головок цилиндров существующих и вновь проектируемых двигателей. Описанные в литературе методы расчета, как правило, отличаются чрезмерно упрощенным подходом и не используют современных возможностей расчета и эксперимента.

4. В работе предложен комплексный расчетно-экспериментальный метод исследования тепловой и механической напряженности головки

цилиндров, являющейся наименее изученной среди базовых деталей, образующих камеру сгорания двигателя. Предложенный метод в своих основных частях может быть применен для исследования других теплонапряженных деталей ЦПГ двигателей внутреннего сгорания.

5. Предложены методики расчета теплового и напряженного состояний головки цилиндра, позволяющие в отличие от ранее существовавших методов учитывать влияние параметров рабочего процесса, конструктивных особенностей и местных условий теплообмена на тепловую и механическую напряженность головки.

6. Наряду с расчетом, основанным на применении численных методов (метод конечного элемента), предложены приближенные методы, позволяющие конструкторам достаточно быстро оценивать эффективность различных конструктивных мероприятий по снижению тепловой и механической напряженности головок цилиндров. В работе содержатся необходимые вспомогательные материалы, обеспечивающие реализацию методик при расчетах.

7. Предлагаемые методы расчетной оценки теплового и напряженного состояния головок получили экспериментальное подтверждение при проведении комплекса экспериментов с использованием методов физического моделирования и натурных испытаний характерных конструкций головок двигателей различного типа и назначения. При этом был получен ряд представляющих значительный интерес результатов для обоснования граничных условий при решении задач о тепловом и напряженном состоянии головки, а также отработаны многие важные вопросы экспериментального исследования тепловой и механической напряженности деталей ЦПГ и в первую очередь на работающих двигателях.

8. Расчеты теплового и напряженного состояния головок цилиндров форсированных двигателей по предложенным методикам указывают на высокий уровень и большую неравномерность распределения температур и температурных напряжений в днище головок. При этом уровень сжимающих температурных напряжений в наиболее нагруженных элементах конструкции часто превосходит предел текучести материала, приводя в условиях многократных изменений режимов работы двигателя к появлению переменных пластических деформаций, что является основной причиной термоусталостных разрушений головок цилиндров в эксплуатации.

9. При достигнутой степени форсирования современных двигателей, как правило, трудно обеспечить работу наиболее нагружен-

ных элементов теплонапряженных деталей в упругой области. Поэтому большое значение имеет разработка методов оценки опасности теплового и напряженного состояния теплонапряженных деталей в реальной эксплуатации и расчета долговечности конструкции в условиях тепло-смен, а также определение предельных значений параметров тепловой напряженности. В работе применительно к головке цилиндров рассмотрены возможности таких оценок с учетом имеющихся в настоящее время данных по поведению материалов головок цилиндров при неизотермическом нагружении.

Ю. Материалы работы переданы в промышленность и используются в практике конструкторских бюро и лабораторий ряда заводов и НИИ, а также в учебном процессе.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах.

1. Чайнов Н.Д. К вопросу о температурных напряжениях в головках автотракторных дизелей. Тракторы и с.х.машины № 8, 1964.
2. Чайнов Н.Д. Исследование механических напряжений в головках дизелей с мягкими прокладками. Тракторы и с.х.машины № 5, 1965.
3. Чайнов Н.Д. К расчету температурных напряжений в днище крышек цилиндров д.в.с Известия ВУЗов "Машиностроение", № 5, 1970.
4. Чайнов Н.Д.; Мосин Ю.С., Фомин В.М., Сазонов Ю.И. Применение высокотемпературного тензометрирования при исследовании температурных напряжений в деталях д.в.с. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 6, 1971.
5. Чайнов Н.Д. Исследование напряженного состояния днища крышек (головок) цилиндров д.в.с. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 10, 1972.
6. Чайнов Н.Д., Озеров М.А., Фомин В.М. К оценке уровня напряжений, возникающих в днище крышек цилиндров д.в.с от механической нагрузки. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 2, 1973.
7. Чайнов Н.Д., Фомин В.М. Исследование напряжений в днище крышки цилиндра дизеля с помощью тензометрических моделей. НИИИНФОРМ-ТЯЖМАШ, М., 4-72-15.
8. Чайнов Н.Д., Фомин В.М. Распределение напряжений в межклапанной перемычке днища крышки д.в.с. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, М., 4-73-8.
9. Чайнов Н.Д., Фомин В.М., Мосин Ю.С. Влияние некоторых конструктивных параметров крышки цилиндра дизеля на напряженное состояние ее днища. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 4-73-8.

10. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А. Методы расчетного определения температурных напряжений в крышках цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 1, 1974.
11. Чайнов Н.Д., Фомин В.М. Исследование характера напряженного состояния нижней плиты головки цилиндров д.в.с. Тракторы и с.х.машины № 10, 1974.
12. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией проф. А.С.Орлина. Машиностроение, М., 1972.
13. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Мосин Ю.С. Температурные напряжения в днище головок цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Вестник машиностроения, № 9, 1970.
14. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Мосин Ю.С. Температурные напряжения в днище головок цилиндров ДВС. "Энергомашиностроение", № 1, 1972.
15. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Тимофеев В.Б. Напряженное состояние алюминиевой головки цилиндра тракторного двигателя, Известия ВУЗов "Машиностроение", № 12, 1974.
16. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Чайнов Н.Д. Перспективы развития ДВС. Известия ВУЗов "Машиностроение", № 4, 1975.
17. Орлин А.С., Чайнов Н.Д., Поляков Ю.А., Сазонов Ю.И. Экспериментальное исследование теплообмена между газом и крышкой цилиндра вихрекамерного дизеля ИЧ 8,5/II пленочными термометрами сопротивления. "Энергомашиностроение", № 6, 1975.

В печать от 6/УЩ-1975 г. Л-91609

Печ.л. 2,0

Тираж 200 экз.

Заказ 6638

Производственно-издательский комбинат ВИНТИ

Люберцы, Октябрьский проспект, 403