

89912

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена
Трудового Красного знамени высшее техническое училище
им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.43

Григорьев Олег Анатольевич

УТОЧНЕННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОГО И НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДНИЩА ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ
ДИЗЕЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

05.04.02 тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научная новизна. Разработан метод выбора рациональных размеров конструктивных элементов днища головки на основе задачи оптимизации с несколькими критериями. Проведено расчетно-экспериментальное обоснование трехмерной конечноэлементной модели ТНДС головки цилиндров, включающей помимо днища патрубки газовых каналов, стакан под форсунку, верхнюю и боковые стенки рубашки охлаждения. Эффективность модели повышена уточнением ГУ.

Практическая ценность. Разработанная методика моделирования ТНДС головок цилиндров реализована в виде комплекса программ для ЭВМ, который позволяет определять параметры теплонапряженности для выбора оптимальных размеров конструктивных элементов днища. В работе приводятся результаты расчетных и экспериментальных исследований применительно к головке цилиндров форсированных дизелей промышленных тракторов, полученные в результате расчетов на ЭВМ, термо- и тензометрирования на работающем двигателе.

Внедрение и реализация в промышленности. Разработанные математические модели и комплекс программы расчета на ЭВМ включены в программно-методическое обеспечение отраслевой системы автоматизированного проектирования "Дизель", что подтверждено актом внедрения работ. Результаты расчетных и экспериментальных исследований переданы на Волгоградский моторный завод.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на Всесоюзных научно-технических конференциях "Совершенствование тракторных конструкций" /г.Москва, 1985г./ и "Актуальные проблемы двигателестроения" /г.Владимир, 1987г./; на Всесоюзном межотраслевом научно-техническом семинаре "Тепловыделение, теплообмен в ДВС и теплонапряженность их деталей" /г. Ленинград, 1988г./; на научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" /г.Владимир, 1988г./; на V международной конференции "Автоматизация конструирования и проектирования технологических процессов в машиностроении" /г.Пловдив, НРБ, 1988г./.

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 10 научных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Работа изложена на 159 страницах, включая 40 рисунков, 14 таблиц, список литературы из 100 наименований и приложение.

Во введении раскрывается актуальность темы, поставлены цель и задачи исследования.

Первая глава посвящена анализу конструкций головок цилиндров тракторных дизелей, на основании которого выявляются соотношения и пределы изменения размеров конструктивных элементов днища. Рассмотрены проблемы оптимизации конструкции теплонапряженных деталей двигателей, расчетные (численные) и экспериментальные методы определения параметров ТНДС головок (крышек) цилиндров. Проведен анализ способов задания тепловых, кинематических и статических ГУ на поверхностях головки цилиндров.

Важными аспектами оптимизации газодинамических процессов двигателей являются выбор профиля газовоздушных каналов вместе с формированием развитых отверстий их горловины в днище головки. Один из этапов решения этой задачи предполагает выбор оптимальных размеров конструктивных элементов днища головки цилиндров, который связан со следующими трудностями. С одной стороны для улучшения наполнения воздухом, а также очистки от отработавших газов камеры сгорания существует стремление увеличить диаметр отверстия газовоздушных каналов, что при прочих равных условиях ведет к уменьшению ширины межклапанных перемычек, повышает температурные напряжения в них и затрудняет получение равной прочности в элементах днища головки. Дополнительные трудности накладывает рост уровня форсирования путем повышения среднего эффективного давления P_{me} , что увеличивает тепловые и механические нагрузки на головку и в особенности на днище.

В зависимости от того, создается ли новая конструкция головки или проводится модернизация и доводка уже существующей, изменяется последовательность и объем этапов работы. В случае модернизации соотношение между площадью проходных сечений впускного и выпускного каналов уже имеется на основании расчета газообмена или существующих статистических соотношений. Для вновь проектируемого двигателя необходимо проведение многовариантных расчетов газовоздушных каналов с помощью существующих газодинамических математических моделей с целью выбора наилучшего, с точки зрения экономичности, соотношения размеров горловины днища головки цилиндров. Лишь после этого следует приступить к этапу прочностной оптимизации размеров днища головки с оценкой ТНДС

и учетом полученных соотношений. Однако постановка задачи оптимизации затруднена сложностью конструкции головки и недостаточностью знаний о взаимовлиянии прочностных, газодинамических и теплофизических факторов, поэтому речь может идти о "рационализации" геометрических размеров.

При определении рациональных геометрических параметров днища головки необходимо соблюдать пределы изменения важнейших конструктивных размеров a_n , таких как толщина днища t на периферии и в перемычках между клапанными отверстиями и отверстием под форсунку, ширина b этих перемычек, диаметр горловин d_r и др., от которых зависят критерии качества Φ_k (это площадь сечений проходного отверстия впускного Φ_{β_1} или выпускного Φ_{β_2} каналов) и оценочные параметры ТНДС f_e головки цилиндров (температура T , деформации ε или напряжения σ в определенных характерных элементах головки). Здесь индексы n, k, e — количества варьируемых размеров, критериев качества, оценочных параметров ТНДС соответственно, которые для каждой конкретной головки могут быть различны.

На основании обзора конструкций головок цилиндров тракторных дизелей, анализа размеров исследуемой головки можно указать верхний a_n^{**} и нижний a_n^* пределы изменения каждого из n варьируемых размеров, которые выделяют n -мерную область Π (рис. 1). Каждая точка этой области представляет собой набор размеров $A_i = (a_{1i}, a_{2i}, \dots, a_{ni})$, то есть является вариантом конструкции днища. Чтобы не ухудшать конструкцию днища головки, на критерии качества и оценочные параметры ТНДС необходимо наложить ограничения Φ_k^* и f_e^{**} , которые проектировщик считает заведомо приемлемыми (рис. 2).

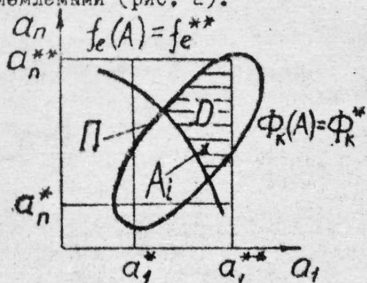


Рис. 1. Пространство варьируемых параметров

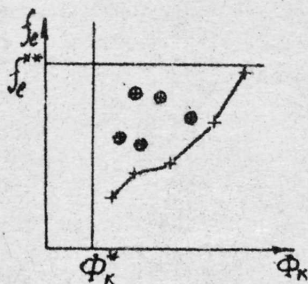


Рис. 2. Пространство критериев качества и параметров ТНДС

В работах Артоболовского И.И., Соболя И.М., Статникова Р.Б., Крэйнина Г.В. и др. отмечается, что равномерный просмотр многомерных областей достигается использованием сеток, где в качестве пробных точек выбираются точки последовательностей, известных как "ЛП-последовательности".

Критерии качества можно вычислять из геометрических соотношений, например, при угле фаски клапана в 45°

$\Phi_{Bx} = \pi h_{Bx} (0,707 d_{r.Bx} + 0,353 h_{Bx})$; $\Phi_{Bn} = \pi h_{Bn} (0,707 d_{r.Bn} + 0,353 h_{Bn})$, где h - высота подъема клапана, индексы Bx и Bn относятся к выпускному и впускному каналам соответственно.

В настоящее время при определении ТНДС головок цилиндров широко применяется МКЭ. Данному вопросу уделяется большое внимание (см. работы Чайнова Н.Д., Тимофеева В.Е., Фомина В.М., Мильштейна Л.Г., Станкевича И.В., Богданова Б.И., Овсянникова М.К. и др.), однако окончательного его решения еще нет. Происходит совершенствование математических моделей на базе достижений вычислительной техники. Так, в трехмерных расчетных схемах учитывалось только днище, а влиянием отделенных от него частей головки пренебрегалось. В настоящее же время появилась возможность учета всех основных элементов конструкции.

Эффективность методики расчета в трехмерной постановке с учетом в расчетной схеме, помимо днища, патрубков газозвудушных каналов, стакана под форсунку, стенок рубашки охлаждения обеспечивается в рамках расчетно-экспериментального подхода. Программой исследования предусматривалось определение полей температур, деформаций и напряжений для нескольких различных по степени сложности вариантов расчетной схемы головки. Сравнение результатов расчета и эксперимента позволяет выбрать наиболее приемлемую расчетную схему для выбора рациональных размеров элементов днища головки.

Из экспериментальных методов определения температур и деформаций, наиболее эффективным инструментом при изучении ТНДС головок цилиндров являются термо- и тензометрирование. Экспериментально определенные температуры и деформации можно использовать при корректировке параметров теплообмена и кинематических ГУ на поверхностях головки в расчетах термонапряжений МКЭ. Уточнение параметров теплообмена можно проводить решением обратной задачи теплопроводности, то есть по экспериментально определенным температурам получать адекватное распределение коэффициен-

тов теплообмена на поверхности головки. Для решения обратной задачи применяются итерационные методы, позволяющие значительно сократить количество прямых расчетов МКЭ по сравнению с классическими методами нелинейного программирования. Однако возможности применения известных итерационных методик не исследованы при близком расположении нагреваемой и охлаждаемой поверхностей (например, в перемычках днища).

В результате в работе поставлены следующие задачи:

1. На базе МКЭ разработать трехмерную модель анализа ТНДС индивидуальных головок цилиндра тракторных дизелей.
2. Разработать методику рационализации геометрических размеров днища головки, улучшающую показатели газообмена без снижения прочности.
3. Провести экспериментальное исследование ТНДС головки цилиндров с целью подтверждения достоверности математической модели и повышения ее эффективности.
4. Выбрать рациональные размеры днища головки цилиндров дизелей 84Н 10/5/17 и 84Н 15/16, обеспечивающие достижение максимально возможного проходного сечения газовых каналов при сохранении существующего уровня теплонапряженности.

Во второй главе излагается методика выбора рациональных размеров конструктивных элементов днища головки с применением расчета ТНДС в трехмерной постановке.

В основе предлагаемого алгоритма лежит численное исследование (зондирование) области Π проектируемой или модернизируемой головки цилиндров. Последовательно выбираются N пробных точек $A_1, A_2, \dots, A_N$, равномерно расположенных в Π . Количество пробных точек N выбиралось из ряда $2^V - 1$ ($V = 1, 2, 3, \dots$), а зондирование пространства Π производилось до выполнения условий

$$\frac{\Phi_k^{v+1} - \Phi_k^v}{\Phi_k^v} \leq \delta; \quad \frac{f_e^v - f_e^{v+1}}{f_e^v} \leq \delta,$$

где δ - задаваемая точность выбора рациональных размеров.

Сравнением критериев качества Φ_k с ограничениями на них Φ_k^{**} отбирались точки, для которых находились оценочные параметры ТНДС головки цилиндра. Эти параметры f_e определялись на объемной конечноэлементной модели ТНДС. Базовым конечным элементом для решения задач стационарной теплопроводности и термоупругого НДС выбран изопараметрический двадцатиузловой шестигранный элемент второго порядка. Поверхностные "тепловые нагрузки" прило-

жены с помощью вспомогательных восьмиузловых меморанных и трех-узловых стержневых элементов. Нагруженные грани и ребра трех-мерных элементов покрыты вспомогательными элементами, которые не обладают собственной теплопроводностью (рис. 3).

Для базовых и вспомогательных элементов использованы функции формы и их производные, выражения для матриц теплопроводности и жесткости. Выражения для матриц составляющей конвективно-го потока и векторов тепловой нагрузки имеют следующий вид:

$$[K_a] = \iiint \alpha [N_p]^T [N_p] \det [J_p] d\xi_1 d\xi_2;$$

$$[K'_a] = \int \alpha' h [N_e]^T [N_e] \det [J_e] d\xi_1;$$

$$\{F_a\} = \iiint \alpha T_\infty [N_p]^T \det [J_p] d\xi_1 d\xi_2;$$

$$\{F'_a\} = \int \alpha' h T_\infty [N_e]^T \det [J_e] d\xi_1;$$

$$\{F_i\} = \iiint [B]^T [D] \{\epsilon_0\} \det [J_0] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3,$$

где α - коэффициент теплоотдачи; ξ_i - локальные координаты; $[J_0]$, $[J_p]$, $[J_e]$ - матрицы изопараметрических преобразований объема, поверхности и линии; T_∞ - температура теплоносителя; h - фиктивная ширина площади контакта; $[N_p]$, $[N_e]$ - матрицы функций формы поверхностного и стержневого элементов; $[B]$ - матрица деформаций; $[D]$ - матрица упругих характеристик материала; $\{\epsilon_0\}$ - вектор-столбец начальных температурных деформаций.

Эти зависимости использовались в комплексе программ, реализующих обобщенный МКЭ. Пакет программ построен по модульному принципу, при этом все программы, входящие в него, написаны на языке PL/I и адаптированы к системе ОС ЕС ЭВМ с оперативной

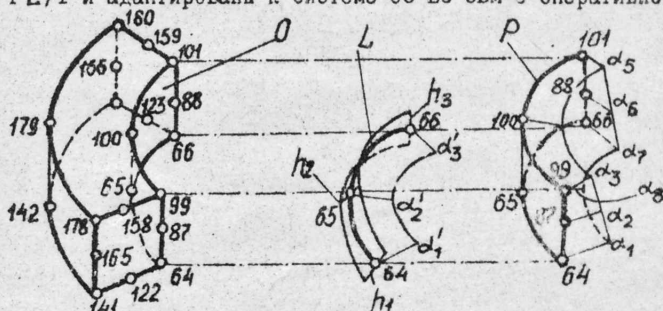


Рис. 3. Базовый объемный O, вспомогательные поверхностный P и стержневой L конечные элементы с общей нумерацией узлов.

память не менее 256 Кбайт.

Корректировка ГУ по теплообмену проводилась по экспериментальным значениям температур в зоне межклапанных перемычек для огневой и охлаждаемой поверхностей

$$\alpha_{n,i}^{(p+1)} = \alpha_{n,i}^{(p)} \left[1 - \frac{t_{n,i}^{(p)} - (t_2^N)_i}{(t_2^N)_i \gamma_1} + \frac{t_{o,i}^{(p)} - (t_2^O)_i}{(t_2^O)_i \gamma_2} \right];$$

$$\alpha_{o,i}^{(p+1)} = \alpha_{o,i}^{(p)} \left[1 + \frac{t_{o,i}^{(p)} - (t_2^O)_i}{(t_2^O)_i \gamma_1} - \frac{t_{n,i}^{(p)} - (t_2^N)_i}{(t_2^N)_i \gamma_2} \right],$$

где p - номер шага итерационного процесса; $(t_2^O)_i, (t_2^N)_i$ - экспериментальные температуры i -ой перемычки на охлаждаемой и нагреваемой поверхностях соответственно; $\alpha_{o,i}^{(p)}, \alpha_{n,i}^{(p)}$ и $t_{o,i}^{(p)}, t_{n,i}^{(p)}$ - коэффициенты теплообмена и расчетные температуры i -ой перемычки для p -ой итерации на охлаждаемой и нагреваемой поверхностях; γ_1, γ_2 - параметры, влияющие на скорость сходимости итерационного процесса (на основе специально проведенных исследований рекомендуется $\gamma_1 = 0,3$ и $\gamma_2 = 0,8$).

Радиальные перемещения узлов U_8 в зоне опоры головки на цилиндр уточнялись сопоставлением экспериментально полученных деформаций с расчетными. Предполагая линейную зависимость деформаций перемычки $\mathcal{E}$ от радиальных перемещений узлов, строится график термоупругих деформаций (рис. 4). Точка $\mathcal{E}_1$ представляет собой деформацию при исключении в расчете радиальных перемещений ($U=0$), а точка $\mathcal{E}_2$ - деформацию при свободных радиальных перемещениях. По найденной экспериментально деформации перемычки $\mathcal{E}_3$ (обозначено x) находятся фактические перемещения наружного контура U_8 . Эти перемещения учитываются формулой

$$[A_{aa}]\{U_a\} = \{F_a\} - [A_{a\delta}]\{U_8\},$$

где $\{F_a\}$ и $\{U_8\}$ - векторы известных сил и перемещений; $\{U_a\}$ - вектор неизвестных перемещений; $[A_{aa}]$ - матрица жесткости узлов с неизвестными перемещениями; $[A_{a\delta}]$ - смешанная матрица жесткости.

Сравнением оценочных параметров ТНДС с их допустимыми величинами f_e^{**} (это могут быть допустимые напряжения для материала головки при фактическом ее температурном состоянии либо допустимая температура в рассматриваемой точке) производится отсеивание точек. Из первоначального количества пробных точек N остается N' отобранных точек, которые образуют множество D (рис. 1 и 2). Дальнейший выбор можно облегчить, исключив из числа отобранных точек такие точки, которые заведомо не могут оказаться наилучшими (на рис. 2 отмечены знаком $\odot$). В результате

останутся только, так называемые, эффективные точки (в пространстве критериев они отмечены знаком +, рис. 2), каждая из которых представляет собой вариант конструкции дна с рациональными, с точки зрения экономичности и прочности, размерами.

В третьей главе содержится методика и результаты экспериментального исследования теплового и деформированного состояния головки цилиндров на работающем двигателе.

Для измерения температур использовались хромель-алюмелевые термопары, установленные в толще дна головки (рис. 5) в трех расположенных одна над другой точках 4. Кроме того, измерялись температуры отработавших газов, воздуха после компрессора, охлаждающей жидкости. Колебанием температур материала головки в пределах рабочего цикла в процессе эксперимента пренебрегалось.

Одновременно с термометрированием проводилось определение деформаций перемычек с помощью высокотемпературных тензорезисторов НМП-430, защищенных экраном и расположенных на межклапанных перемычках со стороны огневой поверхности. Некоторое уменьшение в связи с этим температур не сказалось на сходимости результатов расчета и эксперимента, так как наличие защитного экрана учитывалось в расчетной схеме размещением мембранных элементов, у которых коэффициент теплообмена определялся, как

$$\frac{1}{\alpha_m} = \frac{1}{\alpha_{гср}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i},$$

где $\alpha_{гср}$ — коэффициент теплообмена газов с огневой поверхностью дна; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ и $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ — соответственно толщины и коэффициенты теплопроводности стального листа 1, цементного слоя 2 и подложки тензорезистора 3 (рис. 5).

Заглубление датчиков привело к уменьшению толщины дна в зоне межклапанных перемычек на 2 мм, что составило 12,5%. Изменение поперечного сечения перемычек учитывалось в расчете

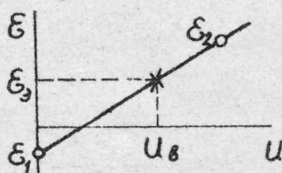


Рис. 4. Зависимость термических деформаций от перемещений узлов в зоне опоры головки на цилиндр

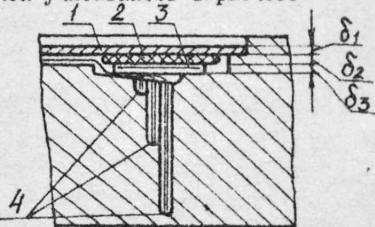


Рис. 5. Защитное покрытие тензорезистора

уменьшением толщины конечных элементов в зоне переключек. Тензодатчики и экран приварены по периметру к головке точечной конденсаторной сваркой с помощью специального аппарата. Термодары, установленные под центрами тензодатчиков в сверлениях головки, измеряли температуру вблизи тензорезисторов.

Приращения сопротивления тензодатчика от изменения температуры регистрировались при условии, что рабочие тензодатчики находились в условиях постепенного нагрева в электропечи на незакрепленной головке, а пассивные – при комнатной температуре на пластине из того же материала, что и головка. Нагрев головки проведен при нарастании температуры со скоростью 1–2 градуса в минуту. На уровнях температур 50°C, 100°C и т.д. через каждые 50°C до 250°C проведена выдержка головки в печи в течение 15 минут. В результате трехкратной тарировки получены для тензодатчиков зависимости приращения сопротивления от разности температур головки и окружающей среды.

Для экспериментальных исследований применялась следующая аппаратура: тензометрический четырехканальный усилитель УТ 4-1, магнитоэлектрический осциллограф НН15. После затяжки шпилек крепления головки цилиндров моментом в 280 Н.м (согласно техническим условиям на двигатель) фиксировались монтажные деформации. Температурные деформации определялись на нескольких установившихся режимах, в том числе максимального крутящего момента и номинальной мощности.

Из анализа экспериментальных данных следует, что на стационарном режиме номинальной мощности зафиксированы наибольшие температуры и деформации. На общем высоком уровне деформации от действия максимальных сил давления газа ϵ_r выглядят небольшими всплесками (рис. 6), не превышающими 10–15% от термических деформаций ϵ_t . Это обстоятельство позволило не учитывать силы

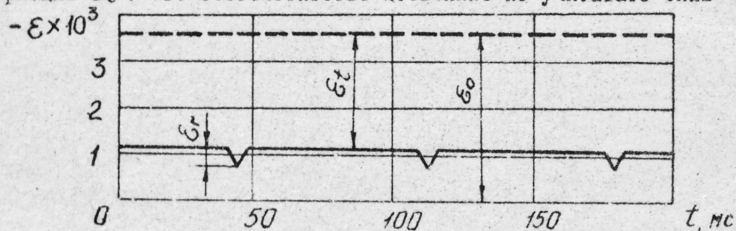


Рис. 6. Осциллограмма выходного сигнала тензорезистора на установившемся режиме работы дизеля ($p_{me}=1,147$ МПа, $n=1800$ мин⁻¹)

давления газа в практических расчетах НДС головки цилиндра.

В четвертой главе проведено обоснование конечноэлементных моделей ТНДС головок цилиндра дизелей 84Н 16,5/17 и 84Н 15/16 и приведены результаты расчетного выбора рациональных размеров конструктивных элементов дна головок этих дизелей.

Программой исследований предусматривалось определение температурных полей для трех вариантов расчетных схем головки. Первая, наиболее сложная (рис. 7, а), включала собственно днище с перемычками между впускными 5, выпускными 7 и разноименными 2 клапанами, а также основные конструктивные элементы: впускной 3 и выпускной 8 каналы, стакан под форсунку 6, верхнюю I и боковую 4 стенки водяной рубашки. Учитывая, что конструкция близка к симметричной, дискретизация проводилась только для половины головки. Число узлов конечноэлементной модели, в которой определялась температура, составляло 602, а число базовых конечных элементов - 90. Второй вариант расчетной схемы кроме днища учитывал конструктивные элементы, активно участвующие в процессе теплообмена с газами и охлаждающей жидкостью: основания патруб-

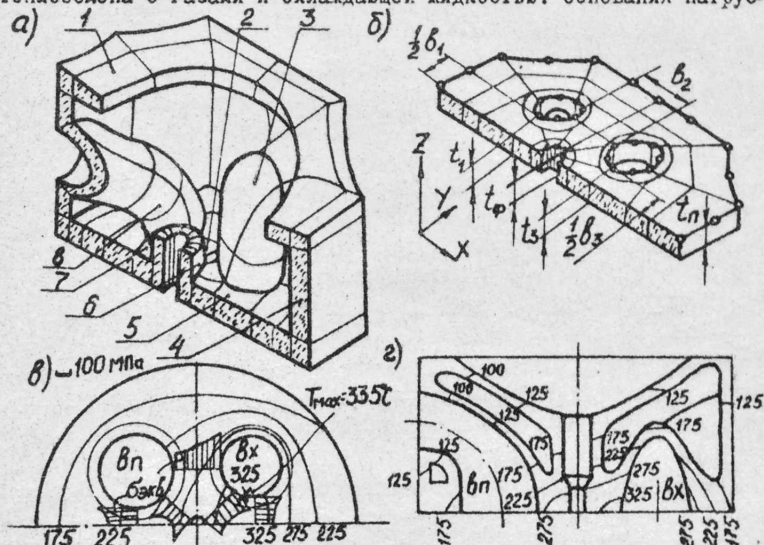


Рис. 7. Головка цилиндра дизеля 84Н 16,5/17, а - реальная и б - упрощенная модели; поля изотерм: в - огневая поверхность дна, г - вертикальное сечение

ков впускного и выпускного каналов и стакана под форсунку. Третий, наиболее простой вариант расчетных схем, включал только днище и имел 36 конечных элементов с 324 узлами (рис. 7, б).

Со стороны нагреваемой поверхности были использованы локальные (по радиусу цилиндра) ГУ III рода, на остальных поверхностях были выделены зоны с одинаковыми параметрами теплообмена, определенными из литературных источников. Всего для задания теплообмена использовано 142 вспомогательных поверхностных элемента. В целях упрощения дискретизации трехмерной модели посадочные поверхности седел (фаски) клапанов исключены ввиду их малых размеров). Поэтому для реализации здесь теплового нагружения применено 8 стержневых вспомогательных элементов.

Анализом теплового состояния головки цилиндров установлено, что максимальные перепады температур по толщине днища локализованы в центральной зоне (рис. 7, в и г). Высокие перепады наблюдаются также в основаниях патрубка выпускного канала и установочного узла форсунки. Сравнение температурных полей в головке цилиндров с результатами термометрирования позволило установить для расчета теплового состояния днища рациональность второй расчетной схемы. Первая расчетная схема предпочтительна в случае применения единой трехмерной конечноэлементной модели ТНДС головки, позволяющей определять перепады температур вдоль патрубков каналов и стакана под форсунку. Третья расчетная схема применялась при многократных пересчетах для решения обратной задачи теплопроводности с учетом результатов термометрирования, после чего отклонение экспериментальных температур от расчетных в условиях теплообмена после 5 итераций не превышало 3%.

Определение НДС головки проводилось для двух расчетных схем, рис. 7, а и б. Результаты расчетов показали, что напряженное состояние перемычек не является одноосным и различно для разных перемычек. Так наибольшее эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$ (по теории прочности Мора) возникает в перемычке между разноименными клапанами, а наименьшее - между выпускными, что связано с различными площадями поперечного сечения. Сопоставление расчетных и экспериментальных термических деформаций перемычек позволило установить, что для первой расчетной схемы погрешность 6-8%, а для второй - 13-17% (причем во второй схеме расчетные напряжения ниже, чем в первой).

Проведенный анализ НДС головки цилиндров позволил наметить

следующую стратегию расчета в трехмерной постановке. На первом этапе – расчетно-экспериментальное определение перемещений наружного контура опорного бурта U_8 . Затем расчет по реальной расчетной схеме, подобной изображению головки на рис. 7, а, и определение кинематических ГУ вдоль оси Z для узлов (выделены знаком о) упрощенной расчетной схемы, рис. 7, б; проведение многовариантных расчетов по выбору рациональных размеров конструктивных элементов дна на упрощенной схеме.

Анализ конструкции дна головки цилиндров позволил выбрать варьируемые параметры дна, рис. 7, б: толщины перемычек между отверстиями для клапанов t_1, t_2, t_3 ; толщину дна в кольцевой зоне вокруг отверстия под форсунку t_{ϕ} и на периферии t_n ; минимальную ширину межклапанных перемычек $\delta_1, \delta_2, \delta_3$. Неизменными размерами были расстояния между осями клапанов, поэтому изменение ширины перемычек δ_i вызвало изменение диаметра горловин $d_{г.в.}, d_{г.б.}$ и проходных сечений каналов.

Пределы вариации параметров выделили восьмимерный параллелепипед, в центре которого расположена точка с параметрами существующей головки. Вначале был проведен 31 расчет, по результатам которых было отобрано 10 точек, удовлетворяющих ограничениям на критерии качества (размер проходных сечений существующего дна) и теплонапряженности (максимальные температуры T_{max} и напряжения $\sigma_{max}^{э.к.б.}$, возникающие в исходной головке). Отбор эффективных точек выявил в качестве оптимального варианта набор варьируемых параметров с улучшением критериев качества Φ_{δ} и Φ_{δ_n} на 6 и 8% при существующем уровне T_{max} и $\sigma_{max}^{э.к.б.}$. Проверка еще 32 точек улучшила критерии качества только на 2%, что было основанием для прекращения оптимизации.

В главе приводятся результаты снижения теплонапряженности дна головки цилиндров высокофорсированного ($p_{me}=1,321$ МПа) дизеля с воздушным охлаждением (рис. 8, а) путем применения методики выбора рациональных размеров конструктивных элементов.

Объемная конечноэлементная модель (рис. 8, б) предполагала симметрию головки, ребра охлаждения учитывались через эквивалентный коэффициент теплообмена мембранных элементов. Задание ГУ корректировалось по экспериментальным данным, полученным заводом изготовителем. Расчетное поле температур на огневой поверхности исходного варианта конструкции дна показано на рис. 8, в. После 15 пробных расчетов теплового состояния голов-

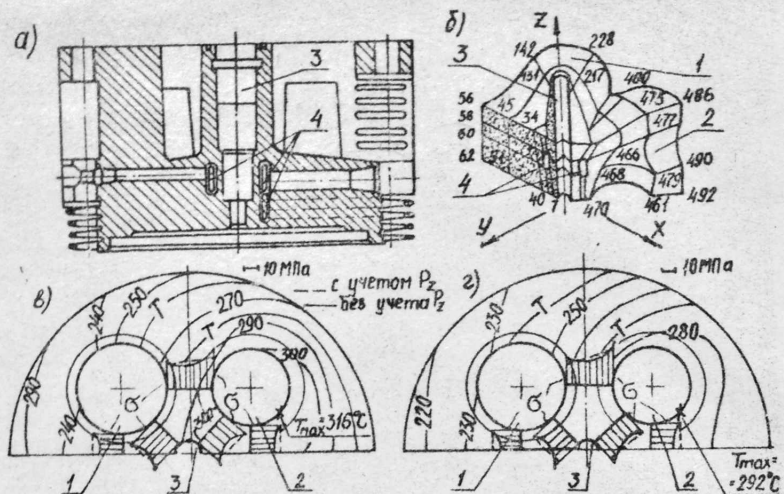


Рис. 8. Головка цилиндра дизеля 84N 15/16 - а, конечноэлементная модель - б, результаты расчетов для исходного - в и улучшенного - г вариантов конструкции головки. 1, 2 и 3 - отверстия впускного и выпускного каналов и форсунки, 4 - масляная полость

ки с вариацией пяти параметрами отобрано 5 точек, удовлетворяющих ограничениям. Проверка еще 16 точек привела к снижению максимальных температур всего на 3%. В связи с большим временем счета (120 минут) расчет НДС головки проведен только для исходного и улучшенного вариантов, результаты приведены на рис. 9, в. и г. Расчеты показали, что оптимальное расположение кольцевой полости приводит к снижению температур в наиболее нагретых зонах (кромки отверстия под форсунку и выпускной канал), а также к выравниванию перепадов температур и соответствующих термических напряжений в перемычках дна.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Для определения оценочных параметров НДС разработаны трехмерные конечноэлементные модели: полная, учитывающая днище, газовые каналы, стакан под форсунку, стенки водяной рубашки; упрощенная, включающая только днище. Установлено, что для многовариантных расчетов наиболее приемлема вторая схема, но с

учетом перемещений кромок отверстий днища, определенных по результатам расчетов по первой схеме. Это позволяет сократить время счета на ЭВМ в 2-3 раза без ущерба точности расчета.

2. На базе предложенной математической модели ТНДС разработана методика выбора рациональных геометрических параметров днища головки: толщины и ширины межклапанных перемычек, толщины днища в центральной зоне и на периферии и др. В результате оптимизации выявляется возможность увеличения проходных сечений органов газообмена без ухудшения оценочных параметров ТНДС.

3. Проведено экспериментальное определение оценочных параметров ТНДС головки на нескольких установившихся режимах работы двигателя. Установлено, что наибольшие температуры и деформации возникают на установившемся режиме номинальной мощности, а расчетно-экспериментальная корректировка тепловых и кинематических ГУ повышает точность расчета на 40-50% по сравнению с заданием ГУ по литературным данным.

4. Сравнение результатов расчетов и эксперимента на работающем двигателе подтверждает надежность расчетного определения оценочных параметров ТНДС головки, погрешность составила 6-8%.

5. Выполненные исследования показали возможность повышения на 5-10% времени-сечения органов газообмена дизеля 84Н 16,5/17 путем расширения горловин газовых каналов при сохранении существующего уровня термических напряжений и достижения лучшей равнопрочности элементов днища за счет тщательного подбора соотношений их жесткостей.

6. Разработана конструкция днища головки цилиндров для дизеля 84Н 15/16 с оптимальной формой кольцевой масляной полости, обеспечивающей выравнивание перепадов температур на огневой поверхности днища.

7. Результаты проведенных исследований использованы для разработки рекомендаций по повышению термической прочности головки цилиндра дизеля 84Н 15/16. Внедрение этих рекомендаций позволит снизить поломки головок цилиндра при форсировании дизеля.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Григорьев О.А. Расчетное исследование теплонапряженного состояния головки цилиндра дизеля 84Н 16,5/17 с использованием объемных изопараметрических конечных элементов // Совершенствование тракторных конструкций: Тез. докл. Всесоюзной науч.-техн.

конф. - М., 1985. - С. 51.

2. Гоц А.Н., Григорьев О.А., Вольфович А.С. Принципы построения программ расчета теплонапряженного состояния деталей ДВС //Применение вычислительной техники в машиностроении: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Владимир, 1985. - С. 100-101.

3. Вольфович А.С., Григорьев О.А., Уваров С.Ю. Автоматизация расчетов деталей ДВС методом конечных элементов //Актуальные проблемы двигателестроения: Тез. докл. Всесоюзной науч.-техн. конф. - Владимир, 1987. - С. 159-160.

4. Харитонов Н.П., Григорьев О.А. Уточнение граничных условий для конечноэлементной модели головки цилиндров тензометрированием на установке типа ЧН 16,5/17 //Актуальные проблемы двигателестроения: Тез. докл. Всесоюзной науч.-техн. конф. - Владимир, 1987. - С. 163-164.

5. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа теплового состояния головки цилиндров тракторного дизеля //Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - № 3. - С. 70-75.

6. Вольфович А.С., Гоц А.Н., Григорьев О.А. Анализ теплонапряженного состояния деталей ДВС с использованием МКЭ //Системный анализ динамики и прочности машин. Сб. науч. трудов. - Иркутск, 1988. - С. 112-121.

7. Вольфович А.С., Гоц А.Н., Григорьев О.А. Анализ термонапряженного состояния корпусных деталей двигателей //Совершенствование мощностных и экономических показателей ДВС: Тез. докл. науч.-прак. семинара. - Владимир, 1988. - С. 14-17.

8. Гоц А.Н., Григорьев О.А., Некрасов С.И. Снижение теплонапряженности головки цилиндров дизеля с воздушным охлаждением //Двигателестроение. - 1988. - № 7. - С. 47-51.

9. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля //Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - № 5. - С. 79-83.

10. А.С. 1458610. Головка цилиндра с локальным масляным охлаждением для ДВС с воздушным охлаждением / А.Н.Гоц, О.А.Григорьев, С.И.Некрасов, Г.Г.Меньшенин //Б.И. - 1989. - № 6.

11. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А., Харитонов Н.П. Анализ теплового состояния головки цилиндров дизеля промышленного трактора //Двигателестроение. - 1989. - № 4. - С. 7-9.

Григорьев