1544737

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

На правах рукописи

Систейкина Елена Евгеньевна

УДК 621.431.73

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1994

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

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор Доброгаев Р.П.
кандидат технических наук, доцент Фомин В.М.

Ведущее предприятие - НАМИ

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1544737
Систейкина Е.Н. Повышение

Защита диссертации состоится "6" июня 1994 г. в 14 часов на заседании специализированного Совета К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" в Московском Государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, Лефортовская наб., д. 1,
корпус

С диссертацией
им. Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на р
учереждения, просим н
1070
МГТУ
спец

Автореферат раз

Ученый секретар
специализированного
к.т.н., доцент

1544737

Зак. 140

Тип

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Рост удельных и агрегатных мощностей дизелей в результате повышения среднего эффективного давления требует решения ряда проблем, из которых основная связана с повышением уровня температур и тепловых напряжений деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). Тепловое состояние деталей, температурные напряжения, возникающие в них, определяются параметрами рабочего процесса, конструкцией самих деталей, их тепловым и силовым взаимодействием друг с другом и особенностями охлаждения. В тракторных дизелях возможности снижения температуры увеличением теплопередачи за счет уменьшения толщины деталей практически исчерпаны. Необходима интенсификация теплоотдачи охлаждающей жидкости (ОЖ). Важное место в решении этой проблемы отводится вопросам совершенствования системы охлаждения (СО), которая должна обеспечить оптимальный тепловой режим термически напряженных деталей. Введение промежуточного контура охлаждения в значительной мере увеличивает массу и габаритные размеры установки в целом. Кроме того, на СО возлагаются функции регулирования теплового режима агрегатов трансмиссии транспортного средства, а также агрегатов теплового регулирования кабины. При ограниченных размерах подкапотного пространства, в условиях повышения тепловой нагрузки системы, становится актуальной задача уменьшения конструктивного объема и массы теплообменных устройств, что обеспечивает также экономию дефицитных цветных металлов.

1544737

Цель работы. Создание методики и математической модели теплового расчета СО двигателя внутреннего сгорания (ДВС), их использование для исследования тепловых режимов СО форсированного наддувом тракторного дизеля при интенсификации теплообмена в радиаторе. Повышение эффективности тракторного двигателя путем совершенствования СО.

Методы и объекты исследования. В основу исследований положено физическое и математическое моделирование тепловых процессов объектов СО: двигателя Д-240Т и радиатора, позволившее расчетно-экспериментальным путем провести исследование тепловых режимов СО при изменении конструктивных параметров теплообменной поверхности радиатора и режимов работы двигателя. Расчеты и обработка результатов экспериментов проводились на ПЭВМ IBM PC-386 с использованием стандартных и вновь созданных программ.

Научная новизна. Разработана математическая модель теплового

МГТУ

расчета СО, позволяющая учитывать взаимозависимость рабочего процесса и теплового состояния деталей ЦПГ, а также тепловое взаимодействие контура охлаждения двигателя и радиатора. Экспериментально исследовано влияние конструктивных параметров теплообменной поверхности периодического дросселирования на интенсивность теплообмена, предложены обобщенные зависимости для оценки тепловых и аэродинамических характеристик радиатора с сердцевиной трубчато-пластинчатого типа. Проведено исследование влияния интенсификации охлаждения в радиаторе на тепловой режим и эффективность работы тракторного дизеля.

Практическая ценность. Применение разработанных программ, модели и методических рекомендаций позволяет существенно сократить затраты времени и средств на разработку и доводку конструкций как СО двигателя в целом, так и отдельных ее агрегатов, осуществлять оценку влияния интенсификации теплообмена в радиаторе на температуру деталей ЦПГ, показатели рабочего процесса ДВС и рекомендовать наиболее эффективные конструктивные соотношения сердцевины. Проведено расчетно-экспериментальное исследование тепловых режимов СО тракторного дизеля при увеличении его литровой мощности. Предложены мероприятия по совершенствованию конструкции СО, обеспечивающие повышение эффективности, снижение материалоемкости системы.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследований использовались в госбюджетных и хоздоговорных работах, выполненных в МГТУ им. Н.Э.Баумана и на Подмосковном филиале "НАТИ". Разработанная методика теплового расчета СО ДВС, позволяющая прогнозировать тепловое состояние деталей ЦПГ совместно с параметрами рабочего процесса двигателя при изменении конструктивных соотношений сердцевины и теплового режима радиатора, используется в "НАТИ" при создании объектов новой техники. Методические разработки и программное обеспечение применяются в НИР и учебом процессе на кафедре КДВС МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 3 статьи, получено авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, выводов, списка литературы и приложения; содержит 126 страниц текста, 34 рисунка, 20 таблиц. Список литературы включает 123 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе показано, что форсирование ДВС сдерживается высоким уровнем температурных напряжений деталей ЦПГ. Одно из распространенных средств снижения термической напряженности - интенсивное охлаждение; возможности снижения температуры деталей связаны с повышением эффективности СО, ее агрегатов. Рост количества теплоты, подводимой в аэродинамический тракт тракторных дизелей вследствие увеличения теплоотдачи в воду и масло, сопровождается незначительным увеличением количества проходящего через аэродинамический тракт воздуха. Совершенно очевидно, что повышать теплоотдачу только путем увеличения габаритов и массы теплообменников нецелесообразно, а порой невозможно. Поэтому мероприятия, обеспечивающие интенсификацию теплообмена в радиаторе, являются резервом повышения тепловой эффективности СО.

Представлен краткий обзор методов интенсификации конвективного теплообмена. Возможность практического использования того или иного способа интенсификации определяется его технической доступностью и технико-экономической эффективностью. Из проведенного анализа особенностей теплообмена и конструкций радиаторов автотракторных двигателей следует, что возрастанию теплорасеивающей способности радиатора способствует увеличение теплоотдачи в воздушных каналах сердцевины. Имеющиеся конструктивные решения для трубчато-пластинчатого радиатора, основанные на периодическом разрушении пограничного слоя, создают условия для обеспечения рационального режима охлаждения ДВС, а также для уменьшения затрат дефицитных цветных металлов вследствие сокращения конструктивного объема и массы теплообменного аппарата.

Проектирование СО в большинстве случаев производится без обстоятельного теплового расчета. Анализ работ по вопросам моделирования рабочего процесса, теплового и напряженного состояния деталей камеры сгорания, а также теоретических и экспериментальных работ по оценке влияния охлаждения на рабочий процесс двигателя, показал, что несмотря на взаимосвязь тепловых процессов в системе отвода теплоты тепловые расчеты двигателя и радиатора производятся друг от друга независимо. Метод математического моделирования для исследования СО ДВС должного развития не получил.

На основании выполненного обзора сформулированы задачи исследования:

1. Создать методику и математическую модель теплового расчета СО двигателя.

2. Создать экспериментальную установку и методику для исследования рабочего процесса и СО двигателя.

3. Провести экспериментальное исследование тракторного дизеля с наддувом и установить закономерность, характеризующую влияние потерь теплоты на его экономичность.

4. На базе физического моделирования экспериментально исследовать и получить обобщенные теплогидравлические характеристики теплообменной поверхности периодического дросселирования.

5. Провести расчетное исследование влияния изменения конструктивных параметров сердцевины радиатора на его теплорассеивающую способность.

6. Провести расчетное исследование тепловых режимов СО тракторного дизеля и определить количественное влияние на рабочий процесс и тепловое состояние деталей двигателя интенсификации теплообмена в радиаторе, разработать мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности работы, снижение материалоемкости СО дизеля.

Во второй главе представлена методика моделирования теплового режима двигателя во взаимосвязи с тепловым режимом радиатора. Температура детали двигателя определяется тепловым нагружением, зависящим от режима работы, организации рабочего процесса, конструкции двигателя, и режимом охлаждения, зависящим от температуры и характера течения жидкости. Связь всех факторов в единый комплекс осуществлена путем объединения моделей расчета рабочего процесса, теплового состояния деталей ЦПГ и теплового расчета радиатора. Общая схема моделирования тепловых процессов в СО ДВС отражена в структурной схеме, изображенной на рис.1.

Процессы в цилиндре двигателя моделируются квазистатической системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения первого закона термодинамики, сохранения массы воздуха и продуктов сгорания. Расчет тепловыделения осуществляется по зависимостям А.М. Павличенко, В.П. Жукова, Е.А. Лазарева, а для режимов, отличных от номинального, используются зависимости G.Woschni. Расчет теплообмена между рабочим телом и поверхностью камеры

сгорания осуществляется по уравнению Ньютона-Рихмана, а средний по поверхности камеры сгорания коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению G.Woschni. При моделировании рабочего процесса ДВС со свободным турбокомпрессором давление перед турбиной определяется из условия равенства мощностей турбины и компрессора. Решение системы уравнений, осуществляющееся численно методом Рунге-Кутта IV-порядка, происходит с начала сжатия и повторяется несколько циклов до сходимости параметров рабочего тела в указанной точке. Адекватность математической модели рабочего процесса достигается путем ее идентификации по известным экспериментальным показателям процесса на одном из режимов работы.

Тепловое состояние деталей ЦПГ моделируется численно методом конечных элементов. Для расчета локальных характеристик теплообмена конечно-элементная модель поршня имитирует возвратно-поступательные движения относительно конечно-элементной модели втулки, благодаря чему происходит формирование эпюр тепловых нагрузок. Значения мгновенного коэффициента теплоотдачи элементов жарового пояса поршня и втулки определяются по зависимости Г.Б. Розенблита, а между областью поршневых колец и втулкой цилиндра по зависимости от хода поршня. Тепловой поток от трения колец по мере выполнения итераций перераспределяется в соответствии с локальным тепловым состоянием поршня и втулки. Условный контактный коэффициент теплоотдачи между боковой поверхностью поршня и втулкой рассчитывается по средней величине зазора. Кроме того, для поверхностей поршня и крышки задается форма распределения коэффициента теплоотдачи в зависимости от текущего радиуса, описываемая двумя экспонентами. Сходимость параметров рабочего тела и теплового состояния деталей определяется величиной среднеквадратичного отклонения температур узлов модели ΔT на данной итерации от температур узлов на предшествующей итерации.

Математическая модель теплового расчета радиатора разработана в соответствии с методом Р.М. Петриченко, который позволяет ограничиться рассмотрением плоской задачи. Вследствие незначительной толщины пластин и трубок радиатора, их высокой теплопроводности, распределение температур в толще металла не учитывается, а изменение температурного поля пластины между трубками нормально потоку воздуха существенно больше, чем по ходу воздуха. Расчетная зависимость полного термического сопротивления

учитывает не только оребрение поверхности, но и неравномерность температурных полей, температурный фактор. Расчет производится итерационно с поэтапным анализом требуемой площади поверхности теплопередачи. Указанный алгоритм реализуется путем корректировки перепадов температур и расчета значений новых концевых температур теплоносителей. Отличительной особенностью созданной модели является возможность учета изменений геометрических размеров радиатора, конструктивных элементов поверхности охлаждения, расходов теплоносителей, потерь энергии в каналах ОЖ и воздуха, режимов работы двигателя, что позволяет исследовать процесс теплообмена в трубчато-пластинчатом радиаторе.

Условием стабилизации теплового режима СО является температура ОЖ на входе в радиатор $t_{ж}$, точность расчета которой определяет окончание итерационного процесса определения индикаторных, эффективных и теплобалансовых характеристик двигателя, теплового состояния деталей ЦПГ при заданном теплорассеивании радиатора, обусловленном эффективностью конструкции сердцевины. После выполнения нескольких итераций рабочий процесс и тепловое состояние деталей ДВС оказываются согласованными с рабочим процессом радиатора, т.к. энергия, отводимая радиатором, равновелика энергии, подводимой в СО от двигателя.

В третьей главе представлена методика расчета теплообмена в рабочем цикле ДВС непосредственно по индикаторной диаграмме в координатах $p - \alpha$ без геометрического построения или аналитического преобразования в координаты $p - V$. Расчет потерь теплоты в тактах сжатия и расширения производится по уравнению, определяющему связь работы и теплообмена в термодинамическом процессе

$$Q_{1,2} = Q_{1,2}^{\text{подвод}} - Q_{1,2}^{\text{отвод}} = \frac{\bar{k} - \bar{n}}{\bar{k} - 1} L_{1,2}, \qquad (1)$$

где $\bar{k}$ - средний показатель адиабатного процесса на интервале 1 - 2, $L_{1,2}$ - работа сжатия или расширения, рассчитываемая по среднему показателю политропного процесса $\bar{n}$. Численное значение показателя политропы $\bar{n}$ определяется в интегральной форме по экспериментально полученной диаграмме процесса из отношения площадей при переменных $p - \alpha$.

Четвертая глава содержит методику экспериментального исследования, описание экспериментальных стендов, анализ погрешностей прямых и косвенных измерений.

На первом этапе проведено исследование рабочего процесса и СО двигателя Д-240Т при увеличении его литровой мощности с целью идентификации математической модели совместного расчета рабочего процесса, теплового состояния деталей камеры сгорания и радиатора, а также определения количественных соотношений связи работы и теплообмена в ДВС. Программа исследования дизеля включала следующие этапы: снятие серии нагрузочных характеристик в диапазоне частоты вращения n = 1400 - 2200 мин$^{-1}$ через 100 мин$^{-1}$; подбор регулировки двигателя; определение составляющих теплового баланса и индицирование двигателя на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. Исследование проводилось на электротормозном стенде мощностью N_e= 85 кВт, n = 3000 мин$^{-1}$ типа GPF_{11b}.

На втором этапе выполнено теплотехническое исследование моделей радиатора с целью определения влияния шага пластин и высоты волнистого оребрения на интенсивность теплообмена в диапазоне возможных режимов по числу Re = 500 - 20000 (табл. 1), а также обобщения в критериальной форме зависимостей по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению. Эксперимент осуществлен на стенде, основным узлом которого является тепловая аэродинамическая труба.

Таблица 1

Геометрические характеристики исследованных моделей

Характеристики	Обозначение	Размерность	Численное значение		
Габаритные размеры	HxLxB	мм	420 x 150 x 93		
Шаг трубок по фронту	t	мм	15	15	15
Шаг пластин	h	мм	3,5	4,0	5,5
Высота выступов	δ	мм	0; 0,6; 0,7; 0,9; 1,2	0	0
Длина выступов	l	мм	3,0	0	0

Пятая глава посвящена описанию и анализу результатов экспериментальных исследований теплообмена основных элементов теплового контура СО - двигателя и радиатора.

Форсирование дизеля до p_e= 1,2 МПа сопровождалось ростом температуры выхлопных газов, ростом теплонапряженности и ухудшением экономических показателей. Поэтому использовано промежуточное охлаждение наддувочного воздуха и на основании серии нагрузочных характеристик двигатель был отрегулирован на

p_e = 0,97 МПа, что соответствует мощности N_e = 84,9 кВт при n = = 2200 $мин^{-1}$. На этом режиме, а также на режиме максимального крутящего момента при n = 1600 $мин^{-1}$ определены составляющие теплового баланса: доля теплоты, эквивалентной эффективной работе, q_e = 35 %, отводимой охлаждающей водой, соответственно q_w = 19,3 и 20,8 %, уносимой отработавшими газами, q_T = 36,1 и 33,2 %, отведенной охладителем воздуха, q_B = 4,3 и 3,2 %. Невязка баланса - 2,4 и 6 %.

Помимо традиционной проведена обработка индикаторных диаграмм по предложенной методике расчета потерь теплоты в рабочем цикле ДВС. Из полученных данных следует, что в разные периоды процессов сжатия и расширения направление теплового потока различно; количество отведенной в охлаждение теплоты составило для указанных режимов соответственно 19,8 и 24,1 %, что удовлетворительно согласуется с результатами теплового баланса, а определенные значения показателей политроп сжатия и расширения отражают реальные процессы в ДВС.

Анализ экспериментальных характеристик моделей радиатора показывает, что характер изменения законов теплоотдачи St = f(Re) и сопротивления ζ = f(Re) имеет три режимные области: ламинарную, переходную и турбулентную. Рост аэродинамического сопротивления с уменьшением шага пластин наблюдается во всех режимных областях. Теплоотдача имеет максимум при h = 4,0 мм ($\bar{h}$ = h/H = 9,52 10^{-3}), минимум при h = 3,5 мм ($\bar{h}$ = 8,33 10^{-3}). Опытные данные аппроксимируются следующими уравнениями (табл. 2)

ламинарная область
(Re = 500 - 2300) $St = 0{,}3296\ Re^{-0{,}506}\left[1 + k\,(\bar{h} - \bar{h}_0)\right]$, (2)

$$\zeta = 1950\ Re^{-1{,}2}\left[1 - k\,(\bar{h} - \bar{h}_0)\right]. \quad (3)$$

турбулентная область
(Re = 3000 - 10000) $St = 0{,}0857\ Re^{-0{,}33}\left[1 + k\,(\bar{h} - \bar{h}_0)\right]$, (4)

$$\zeta = 1{,}85\ Re^{-0{,}33}\left[1 - k\,(\bar{h} - \bar{h}_0)\right]. \quad (5)$$

По результатам испытаний отсеков радиаторов с волнистым оребрением установлены две области аэродинамического сопротивления: первая (область ламинарного течения) автомодельна по отношению к величине $2\delta/l$, вторая (область турбулентного течения) автомодельна по числу Re. Переходный режим теплоотдачи наступает значительно раньше, а переходная область более продолжительна по числам Re; чем в гладких каналах. Развитый

Таблица 2

Численные значения переменных в (2) - (7)

Уравнение подобия	Коэффициент	Относительный шаг пластин $\bar{h}$		
		$8,33\ 10^{-3}$	$9,52\ 10^{-3}$	$13,1\ 10^{-3}$
		ламинарная область		
(2)	k	143,17	0	- 22,62
(3)	k	292	0	58
		турбулентная область		
(4), (6)	k	88,47	0	- 23,96
(5), (7)	k	155	0	46

турбулентный режим теплоотдачи также наступает раньше, но при больших значениях чисел Re, чем для турбулентного режима закона сопротивления. В результате обобщения экспериментальных данных предложены следующие зависимости

$$St=0,156Re^{-0,33}(2\delta/l)^{0,56}\left[1+k(\bar{h}-\bar{h}_0)\right], \quad (6)$$

$$\zeta = 0,593\,(2\delta/l)^{1,094}\left[1-k(\bar{h}-\bar{h}_0)\right]. \quad (7)$$

Формулы (6), (7) справедливы при $2\delta/l \geq 0,4$, от $Re'_{кр}$ до $Re''_{кр}$ = = 20000, $\bar{h}$ = $8,33\ 10^{-3}$ - $13,1\ 10^{-3}$. Проведенные вычисления показывают, что рассчитанные с помощью обобщенных зависимостей теплотехнические характеристики отличаются от экспериментальных не более, чем на 10 % и могут быть использованы при разработке новых и совершенствовании серийных конструкций радиаторов. Анализ эффективности поверхности периодического дросселирования при h = = 3,5 мм показал, что в случае $2\delta/l \geq 0,8$ обеспечиваются более благоприятные условия интенсификации теплообмена; в диапазоне чисел Re = 1270 - 2300 максимальное увеличение теплоотдачи составляет $St/St_{гл}$ = 1,77. Однако, если в турбулентной зоне (Re > 3000) $St/St_{гл}$ = 1,58 - стабилизируется, то зависимость $\zeta/\zeta_{гл} = f(Re)$ растет.

В шестой главе приводятся результаты расчетного исследования возможности повышения эффективности ДВС путем совершенствования СО. Решение задачи об охлаждении двигателя наиболее целесообразно с помощью метода математического моделирования, на базе которого в соответствии с разработанной методикой проведено исследование тепловых процессов в СО тракторного дизеля Д-240Т.

С целью идентификации математической модели совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния деталей подготовлена конечно-элементная модель, состоящая из 42 у: ов,

образующих 41 2-узловой конечный элемент, рис.2. Поверхность модели разделена на 16 зон, граничные условия теплообмена в которых рассчитаны по зависимостям, опубликованным в литературе, и на 15 областей с разными теплофизическими свойствами и геометрическими размерами элементов. Результаты расчета для режимов номинальной мощности и максимального крутящего момента показали: погрешность определения показателей рабочего процесса не превышает 2 %, а доли теплоты, отведенной в СО, 0,6 %, что свидетельствует об адекватности модели. Моделирование процесса теплообмена в радиаторе проведено для условий штатного радиатора СО двигателя Д-240Т. Коэффициент теплоотдачи определялся по уравнениям Р.М.Петриченко, И.Кутателадзе, П.И.Бажана, а также по зависимостям (2)-(5). Из результатов расчета видно (рис.3, 4), что характеристики качественно согласуются, а несоответствие количественных значений связано с различием материалов, технологии, методик и условий экспериментов. Анализ результатов расчета теплогидравлических характеристик радиатора при h = = 4,0 мм, обеспечивающим наибольший теплосъем, показал, что применение волнистого оребрения позволяет перейти к 2-рядной сердцевине без ухудшения теплоотдачи радиатора, однако, при массовой скорости воздуха U > 6 кг/(м^2 с) аэродинамические потери будут выше в сравнении с гладкоканальной 4-рядной. На режиме номинальной мощности дизеля увеличение составит 70 %.

Для исследования тепловых режимов СО использовалась конечно-элементная модель камеры сгорания двигателя Д-240Т и идентифицированная для каждого режима модель рабочего процесса, позволяющие рассчитать подвод теплоты в СО. Регулирование отвода теплоты осуществлялось путем изменения в расчетной модели радиатора конструктивных параметров оребрения. По результатам предварительного расчетного исследования выбрана конструкция с шагом пластин h = 4 мм, высота оребрения рассчитана в пяти вариантах: $2\delta/l$ = 0,0, 0,4, 0,467, 0,6, 0,8, а также 2-рядная конструкция с максимальной высотой турбулизаторов. Согласно расчетным данным, при соответствующем увеличении $2\delta/l$ температура участков гильзы, интенсивно охлаждаемых водой, снизилась на 2, 5 9, и 13 градусов, (рис. 5). Максимальная температура поршня в центре головки уменьшилась соответственно с 233 ^{o}C до 231, 228, 225, 221 ^{o}C, а температура поршня в узле 21 у кромки поршня упала с 303 ^{o}C на 1, 3, 6 и 8 градусов. Анализ температур деталей при

моделировании теплового режима СО с 2-рядным радиатором показывает незначительное отличие температур в сходных узлах модели, что свидетельствует о целесообразности использования этой конструкции. Темп снижения температуры в разных узлах одной и той же детали может быть различен (рис. 6). Наибольшее влияние температура воды оказывает на температуру головки цилиндра и гильзы, непосредственно омываемых водой. Так, уменьшение температуры гильзы составляет 0,92 ^{o}C, а головки цилиндра - 0,88 ^{o}C на каждый градус понижения $t_ж$. Решающее значение для выбора конструктивного исполнения сердцевины радиатора имеют характер и степень изменения рабочих параметров двигателя. Полученные зависимости показателей рабочего процесса от температуры воды, охлаждаемой с разной эффективностью в радиаторе, показывают (рис. 7), что в диапазоне изменения температуры $t_ж$ от 65 до 90 ^{o}C увеличение коэффициента наполнения η_V составило 1,4 %, максимального давления цикла p_z - 1,3 %, а изменение эффективных показателей - g_e, p_e, N_e - не более 1,1 %. Результаты расчетов согласуются с результатами многочисленных экспериментальных исследований.

Моделирование тепловых процессов СО при работе дизеля по скоростным характеристикам показало, что наибольшая тепловая нагрузка СО приходится на режим работы по внешней характеристике (рис. 8). Наличие радиатора с турбулизацией воздуха в каналах теплообменной поверхности увеличивает теплоотвод двигателя на 4,5 % во всем диапазоне изменения числа оборотов. Рост потерь теплоты в СО свидетельствует об уменьшении температур деталей ЦПГ.

В приложении представлен акт внедрения.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

На основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований можно заключить:

1.Для теплового расчета СО разработана математическая модель совместного расчета рабочего процесса, теплового состояния деталей ДВС и радиатора. Модель учитывает взаимосвязь параметров рабочего процесса двигателя, тепловое и кинематическое взаимодействие между основными элементами камеры сгорания, а также позволяет производить анализ теплового состояния деталей ЦПГ при изменении конструктивных соотношений сердцевины и теплового режима радиатора.

2. Разработана методика расчета потерь теплоты в охлаждающе в

рабочем цикле ДВС. Экспериментальное исследование показало возможность достаточно точного определения показателей процессов сжатия и расширения по индикаторной диаграмме без геометрического построения или аналитического преобразования в координаты p - V, а также связь показателей с охлаждением в двигателе.

3. Проведенные экспериментальные исследования моделей радиатора с гладким и волнистым оребрением показали существенное влияние относительной высоты волнистого оребрения $2\delta/l$ на тепловые и аэродинамические характеристики теплообменников. Установлено, что в диапазоне изменения чисел Re = 600 - 2300 по воздуху, соответствующем рабочему диапазону автотракторного радиатора, происходит существенно более ранняя по числам Re потеря устойчивости ламинарной структуры течения, мгновенный переход в турбулентный режим и изменение соответствующего закона теплоотдачи.

4. Проведено обобщение экспериментальных данных и составлены критериальные зависимости, учитывающие шаг пластин, относительную высоту волнистого оребрения и режим течения теплоносителя для инженерной оценки теплогидравлических характеристик поверхности охлаждения с турбулизацией воздуха в каналах. Анализ эффективности теплообменной поверхности пе[illegible]дического дросселирования показал, что в диапазоне изменения числа Re = 1000 - 2300 существуют значения $St/St_{гл}$, $\zeta/\zeta_{гл}$, при которых рост теплоотдачи превышает рост аэродинамического сопротивления, что позволяет повысить эффективность радиатора с сердцевиной трубчато-пластинчатого типа.

5. На основании расчетного исследования показано, что при максимальной относительной высоте волнистого оребрения $2\delta/l = 0{,}8$ рассеиваемая радиатором тепловая мощность увеличивается на 20 %. Радиатор с двухрядным расположением трубок и относительной высотой $2\delta/l = 0{,}8$ может быть рекомендован для СО двигателя Д-240Т вместо штатного четырехрядного радиатора, имеющего гладкие пластины, т.к. обладает запасом теплорассеивающей способности.

6. Расчетными исследованиями тепловых режимов системы охлаждения двигателя Д-240Т установлен характер изменения температуры деталей ЦПГ. С увеличением интенсификации теплообмена в радиаторе температура деталей уменьшается по линейному закону с пониженим температуры ОЖ. При этом, в [illegible] $2\delta/l = 0{,}8$ температура гильзы уменьшилась в среднем на 12 %, головки - на

6 %, поршня - на 4 %.

7. Выполненные расчеты теплового состояния деталей ЦПГ показали, что моделирование без учета тепловых процессов в СО приводит к погрешности в определении температуры гильзы до 18 %, головки цилиндров - до 8 %, поршня - до 10 %. Величина максимальных погрешностей выходит за рамки допустимых значений для инженерных расчетов.

8. Расчетные исследования по интенсификации охлаждения воды в радиаторе показали незначительное изменение параметров рабочего процесса двигателя, которое составило не более 1,1 % для эффективных показателей работы дизеля.

9. Замена штатной конструкции набивки радиатора СО на поверхность периодического дросселирования позволит обеспечить оптимальное тепловое состояние деталей камеры сгорания двигателя Д-240Т на форсированных по среднему эффективному давлению режимах работы дизеля, а также открывает дополнительные возможности дальнейшего увеличения литровой мощности двигателя.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Систейкина Е.Е. Расчет теплообмена двигателя внутреннего сгорания по индикаторной диаграмме // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1993. - N° 3 - 5. - С.66-70.

2. Систейкина Е.Е. Определение показателей процессов сжатия и расширения рабочего цикла ДВС // Деп. рук. в ВИНИТИ. - 1992. - N° 973 - 692. - 8 с.

3. Кораблев В.В., Систейкина Е.Е. Теплоотдача в радиаторах с пластинчатым оребрением // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1989. - N° 7. - С.91-95.

4. А.с. 1368602 СССР, МКИ F 28 D 1/06. Теплообменная поверхность многоходового радиатора / В.В.Кораблев, А.А.Антоников, С.А.Фарадж-заде, Е.Е.Систейкина и О.И.Кораблев (СССР). - N° 4120935 / 24-06; Опубл. 23.01.88. Бюл. N° 3 // Б. И. - 1988. - N° 3. - С.82.

Систейкина

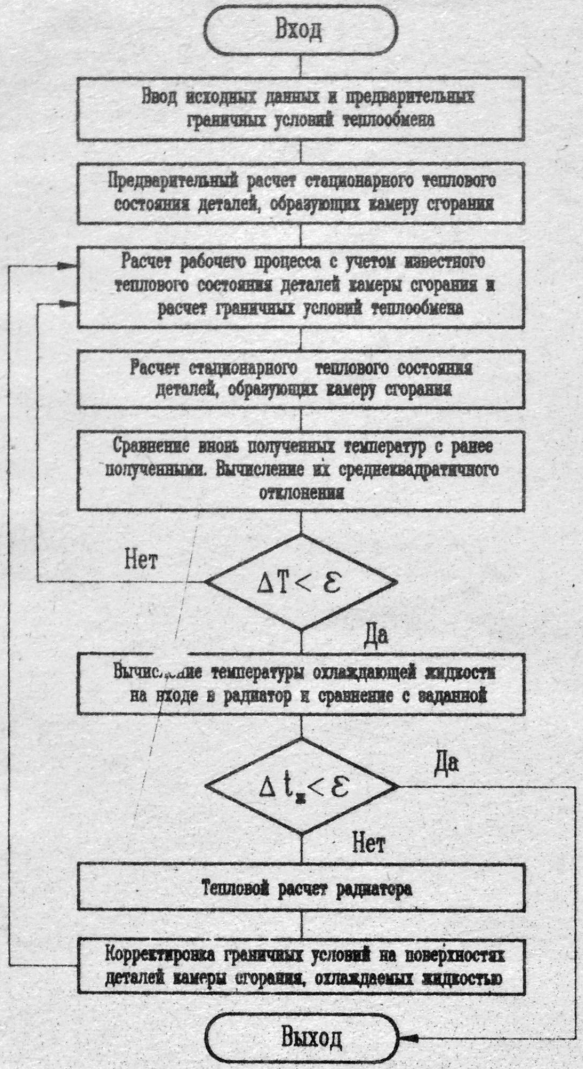


Рис.1. Блок-схема теплового расчета СО дизеля

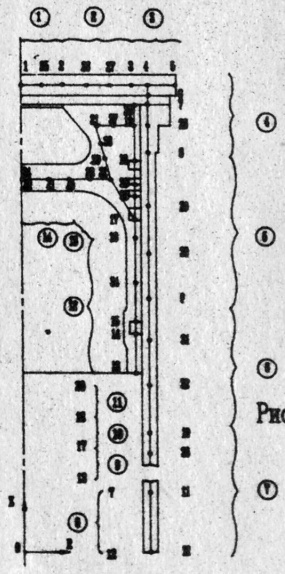


Рис.2. Конечно-элементная модель камеры сгорания двигателя Д-240Т

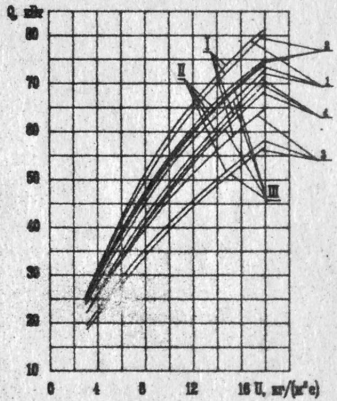


Рис.3. Влияние шага пластин h на теплоотдачу радиатора Q по зависимостям: 1-И. Кутателадзе, 2-Р.М. Петриченко, 3-П.И. Бажана, 4-(1), (3); I - h=5,5 мм, II - h=4,0 мм, III - h=3,5 мм

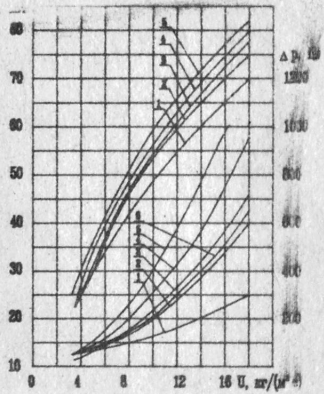


Рис.4. Влияние на теплоотдачу Q и сопротивление Δp высоты оребрения $2\delta/l$: 1-0,0; 2-0 3-0,467; 4-0,6; 5-0,8; 6-0,8, z=2

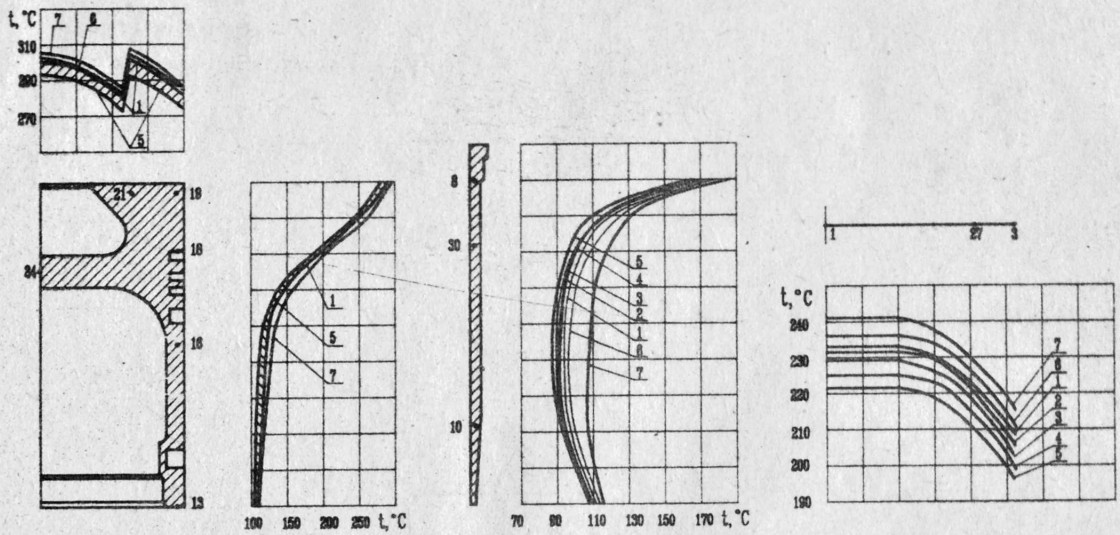


Рис.5. Характер изменения температур t деталей ЦПГ двигателя Д-240Т на режиме номинальной мощности:

1 – $2\delta/l$ = 0,0; 2 – $2\delta/l$ = 0,4; 3 – $2\delta/l$ = 0,467;
4 – $2\delta/l$ = 0,6; 5 – $2\delta/l$ = 0,8; 6 – $2\delta/l$ = 0,8, z = 2;
7 – расчет без радиатора

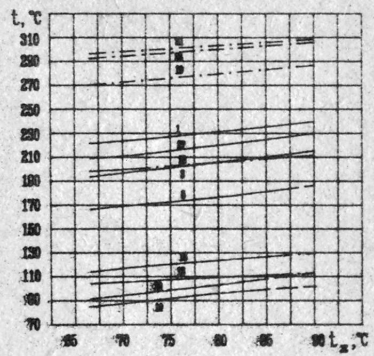


Рис.6. Зависимость температуры деталей t от температуры ОЖ $t_ж$: — — головка; – – – – гильза; – · – · – поршень

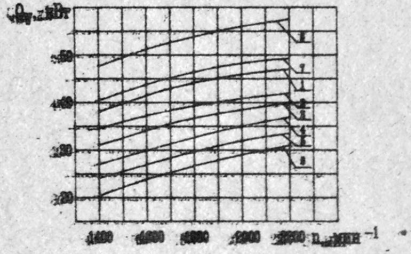


Рис.8. Зависимость теплоты $Q_т$ от N_e: 1–100 %, 2–80 %, 3–60 %, 4–40 %, 5–20 %, 6–без нагрузки, 7–100 % при $2\delta/l=0$, 8–100 % при $2\delta/l=0,8$

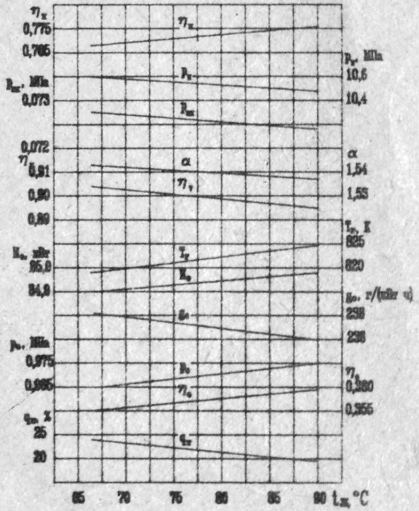


Рис.7. Влияние температурного режима СО на показатели рабочего процесса для режима номинальной мощности