

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 2 (256)
апрель–июнь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю.
Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра-клапаны двигателя внутреннего сгорания

3

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Chainov N.D. and Roussinkovsky S.Yu.
Analysis of Stationary Thermal Fields in Cylinder Heads & Valves

Абызов О.В., Гальшев Ю.В., Шабанов А.Ю.
Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизеля

8

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V. and Shabanov A.Yu.
Mathematical Analysis of Hydrodynamic and Heat Exchange Processes in Diesel Engine Cylinder Head

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Тер-Мкртычян Г.Г., Мазинг М.В.
Особенности аккумуляторных топливных систем дизелей большой цилиндровой мощности

11

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Ter-Mkrtychyan G.G. and Mazing M.V.
Accumulator-based Fuel Supply Systems for High Cylinder Output Engines

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува

16

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.
Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency

Смирнов А.В.
Перспективный тип опор турбокомпрессоров ДВС

23

Smirnov A.V.
New Type of Turbocharger Bearing Support

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Савченко О.Ф., Альт В.В., Добролюбов И.П., Ольшевский С.Н.
Развитие средств автоматизации измерений и анализа рабочих процессов при испытаниях ДВС

26

AUTOMATION AND DIAGNOSTICS

Savchenko O.F., Alt V.V., Dobrolyubov I.P. and Olshevsky S.N.
Instrumentation and Means of Automatic Combustion Analysis for Diesel Engine Test Facilities

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Остриков В.В., Зимин А.Г., Попов С.Ю., Сафонов В.В.
Многофункциональная добавка к моторным маслам

32

FUEL AND LUBRICANTS

Ostrikov V.V., Zimin A.G., Popov S.Yu. and Safonov V.V.
Multi-Functional Additive for Engine Oils

Красножон П.А., Янчеленко В.А.
Оценка влияния экологически безопасных охлаждающих жидкостей на надежность автомобильных двигателей

35

Krasnozhon P.A. and Yanchelenko V.A.
Influence of Environmentally-Sound Coolants on Car Engine Reliability

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Перспективные технологии снижения выбросов NO_x судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013)

38

ENGINE BUILDING NEWS

Promissory Technologies to Improve Marine Engine NO_x Performance (based on CIMAC 2013 papers)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Рыжов	<i>гл. конструктор</i>	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
Е.С. Васюков	<i>техн. директор</i>	ЗАО УК БМЗ, г. Брянск
В.А. Егоров	<i>ген. директор</i>	ОАО РУМО, Н. Новгород
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	ОАО РУМО, Н. Новгород
М.В. Бояркин	<i>гл. конструктор</i>	ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
Р.Х. Хафизов	<i>зам. гл. констр. по двиг.</i>	ОАО КАМАЗ, г. Набережные Челны
А.А. Матюшин	<i>генеральный директор</i>	ОАО ЗМЗ, г. Заволжье
В.И. Федышин	<i>директор</i>	МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал
В.В. Коновалов	<i>1-й зам. ген.директора</i>	ОАО «Звезда», Санкт-Петербург
В.С. Мурзин	<i>дир.-гл. конструктор</i>	ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.С. Папонов	<i>ген. директор</i>	ОАО НИКТИД, г. Владимир
Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	<i>директор</i>	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург
А.М. Махмудов	<i>с.н.с.</i>	ФГУП «Крыловский ГИИ», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой ДВС</i>	СПбГПУ, Санкт-Петербург
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
О.К. Безюков	<i>зав. кафедрой ТК СДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой СЭУ</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС</i>	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск
С.П. Косырев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).

Электронные версии журнала (2005–2014 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.06.2014
Подписано в печать 20.06.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 135. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ** Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2014. № 2 (256)

РАСЧЕТ СОГЛАСОВАННЫХ СТАЦИОНАРНЫХ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР УЗЛА КРЫШКА ЦИЛИНДРА–КЛАПАНЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

С.Ю. Руссинковский, к.т.н., главный конструктор

ООО «Завод инновационных продуктов Концерна "Тракторные заводы"», г. Владимир

Представлены основные положения методики математического моделирования согласованных и взаимозависимых тепловых граничных условий для расчета температурных полей, полей деформаций и напряжений элементов ЦПГ (головка цилиндра-клапаны и поршень-кольца-гильза цилиндра). Рассмотрены различные условия и виды теплообмена на поверхностях этих деталей, а также взаимовлияние этих условий и взаимозависимость температурных полей. Показана необходимость согласования этих полей при решении общей задачи моделирования ТНДС ЦПГ поршневого двигателя. Приведено описание программы, реализующей предлагаемую методику, и результаты расчета 2D и 3D температурных полей с ее использованием.

Результаты моделирования граничных условий теплообмена и расчет согласованных температурных полей цилиндропоршневой группы (поршень-поршневые кольца-втулка цилиндра) были представлены в работе [1]. В рассматриваемом случае, в отличие от поршня, крышка цилиндра неподвижна, но клапаны в течение рабочего цикла двигателя какое-то время открыты, а какое-то закрыты, поэтому при моделировании должны учитываться фазы газораспределения. При этом с помощью итерационной процедуры производится согласование граничных условий теплообмена на поверхностях контакта клапана и крышки цилиндра (седла клапанов, зачастую охлаждаемых). В качестве «инструмента» математического моделирования здесь используется метод конечных элементов (МКЭ), при этом, в отличие от предыдущего случая (поршень-кольца-втулка), здесь предпочтительно использовать объемную конечно-элементную модель. На предварительной стадии расчетного анализа в первом приближении можно применить двумерную (плоскую) конечно-элементную модель решения задачи теплопроводности огневого днища крышки цилиндра с определением температуры в средин-



ной плоскости днища, что подробно изложено в работе [2]. Однако при этом трудно учесть особенности теплообмена на опорных фасках клапанов, роль которого в формировании температурных полей узла крышка-клапан весьма заметна.

На рис. 1 представлена схема крышки цилиндра с клапанами и указанием мест, где должны быть определены граничные условия теплообмена при расчете теплового состояния узла крышка цилиндра-клапаны. В качестве граничных условий со стороны камеры сгорания используются условия теплообмена третьего рода. Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Вошни [1, 2] с последующим осреднением его величины за рабочий цикл двигателя. Распределение по поверхности огневого днища локального коэффициента теплоотдачи можно принять такими же, как при расчете теплового состояния поршня [3]. Для дизелей с открытыми камерами сгорания изменение осредненного за рабочий цикл коэффициента теплоотдачи по радиусу r можно в качестве первого приближения определить по соотношениям, предложенным в работе [5].

При работе двигателя значительное количество теплоты, помимо огневого днища, подводится к стенкам выпускных каналов крышки (головки) цилиндра. За период выпуска теплообмен в каналах крышки цилиндра описывается формулой:

$$Nu_r = 0,33Re^{0,67}Pr^{0,33}, \quad (1)$$

где $Nu_r = \alpha_r d_{экр} / \lambda_r$; $d_{экр} = 4F_k / \Pi$; F_k — площадь проходного сечения канала; Π — периметр ка-

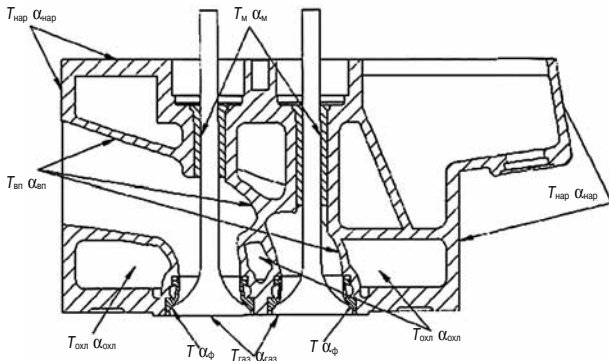


Рис. 1. Схема областей задания граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами

нала; λ_r — теплопроводность газа, $Re = W_r d_{экр} / \nu_r$; W_r — скорость газа; ν_r — кинематическая вязкость газа; $Pr = \nu_r / a_r$; a_r — температуропроводность газа.

При закрытом клапане теплообмен в канале определяется колебаниями давления газа и естественной конвекцией. В этом случае

$$Nu_r = 2,37 F_0^{-0,43} (1 + 0,00051 Re_x^{0,8}), \quad (2)$$

где $F_0 = \alpha_r \tau / d_{экр}^2$; $Gr = \beta g l^3 \Delta T / \nu_r^2$; β — коэффициент объемного расширения; l — длина канала; ΔT — перепад температуры между газом и стенкой канала; τ — время.

Значения коэффициента теплоотдачи усредняются по углу поворота коленчатого вала.

На температурное поле крышки цилиндра значительное влияние оказывает теплообмен на поверхностях сопряжения крышки и клапанов (в первую очередь выпускных). От клапанов, имеющих высокую температуру через фаску и посадочную поверхность седла клапана, крышке цилиндра передается значительный тепловой поток. Коэффициент теплоотдачи в сопряжении фаска клапана–седло крышки при открытом положении клапана определяется из соотношения

$$Nu_r = 0,0377 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (3)$$

(см. обозначения в выражении 1).

При определении стационарного температурного поля крышки на внутренних контурах, соответствующих отверстиям под клапаны, следует задавать средние значения параметров, характеризующих теплообмен в целом за весь цикл — средний тепловой поток q_{Lj} , соответствующие ему приведенный коэффициент теплоотдачи α_{Lj} и результирующую температуру клапана $T_{клLj}$ по теплоотдаче:

$$q_{Lj} = \frac{1}{\theta} \left[\int_{\varphi_0} \alpha_{гс} (T_c - T_{гс}) d\varphi + \int_{\varphi_3} \alpha_{к} (T_c - T_{фкл}) d\varphi \right]; \quad (4)$$

$$\alpha_{Lj} = \frac{1}{\theta} \left[\int_{\varphi_0} \alpha_{гс} d\varphi + \int_{\varphi_3} \alpha_{к} d\varphi \right]; \quad (5)$$

$$T_{клLj} = \frac{\int_{\varphi_0} \alpha_{гс} T_{гс} d\varphi + \int_{\varphi_3} \alpha_{к} T_{фкл} d\varphi}{\int_{\varphi_0} \alpha_{гс} d\varphi + \int_{\varphi_3} \alpha_{к} d\varphi}, \quad (6)$$

где $\alpha_{гс}$, $\alpha_{к}$ — коэффициенты теплоотдачи для седла соответственно при открытом и закрытом положениях клапана; φ_0 , φ_3 , θ — соответственно продолжительность открытия и закрытия клапана и длительность цикла в градусах угла поворота коленчатого вала; T_c , $T_{гс}$, $T_{фкл}$ — температуры соответственно седла, омывающей среды (газа или воздуха) и фаски клапана.

Соответствующее приведение можно выполнить и по средней температуре среды, омывающей контур Lj .

Расчет теплового состояния клапана следует проводить с помощью численных методов, в частности метода конечных элементов.

Сложность расчета температурного поля клапана заключается в задании достоверных условий теплообмена по контуру меридионального сечения клапана. Требуется оценить локальные значения коэффициента теплоотдачи и результирующую температуру среды, омывающей клапан. Со стороны камеры сгорания коэффициент теплоотдачи α_r и средняя результирующая температура в первом приближении определяются, как и для днища крышки цилиндра, с последующим осреднением в течение рабочего цикла двигателя. Теплота, воспринимаемая головкой клапана от горячих газов, отводится, главным образом, в крышку цилиндров. При этом значительная доля теплоты отводится в закрытом состоянии клапана через его фаску в седло. Специальные исследования теплообмена на посадочной поверхности головки клапана показали высокую интенсивность теплоотдачи на фаске клапана. Поскольку изменение давления в цилиндре вызывает изменение усилий в контакте, то изменяется и интенсивность контактного теплообмена, который также зависит от состояния и качества контактирующих поверхностей, свойств материалов, свойств межконтактной среды, наличия пленок и отложений на поверхности. При вычислениях коэффициент теплоотдачи при контактном теплообмене можно определить по формуле, предложенной в работе [4]

$$\alpha_{\phi} = \frac{1}{R_{\phi}} = \frac{\lambda_c}{(h_k + h_n)(1-m)d} + 2,12 \left(\frac{p B_n}{E} \right)^{0,8} \lambda \cdot 10^4, \quad (7)$$

где p — давление в контакте фаска клапана–седло; λ_c — коэффициент теплопроводности среды, заполняющей пустоты в контактирующей паре; h_k , h_n — высота микронеровностей соответственно клапана и седла; $E = (2E_k E_c) / (E_k + E_c)$, $\lambda = (2\lambda_k \lambda_c) / (\lambda_k + \lambda_c)$.

Средние значения коэффициентов контактного теплообмена α_k составляют 9000–10 000 Вт/м²К для фаски впускного клапана и 3000–3500 Вт/м²К — для фаски выпускного клапана.

На опорной поверхности при открытом положении клапана теплообмен происходит в условиях вынужденного турбулентного движения газов в кольцевом зазоре с переменной скоростью и параметрами газа. В этот период тепловой поток направлен к фаске клапана, температура которой увеличивается. После посадки клапана на седло направление теплового потока изменяется на противоположное, так как обычно седло имеет более низкую температуру.

Используемые при расчете коэффициенты теплоотдачи относят ко всему рабочему циклу двигателя, поэтому требуется приведение величины α_k с учетом продолжительности закрытия впускного клапана в течение $[4\pi - (\alpha_1 + \alpha_2 + \pi)]$ радиан угла поворота коленчатого вала, а выпускного клапана в течение $[4\pi - (\alpha_3 + \alpha_4 + \pi)]$ радиан (в случае 4-тактного двигателя). При этом соответственно, α_1, α_2 и α_3, α_4 углы открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов.

Поскольку на такте впуска головка впускного клапана омывается свежим зарядом, а головка выпускного клапана на такте выпуска — горячими газами, имеет место существенное различие температур головок впускных и выпускных клапанов. Теплообмен на боковой поверхности клапанов в каналах головки (крышки) цилиндров имеет сложный характер и зависит от положения клапанов (открыты или закрыты). При открытом положении выпускного клапана его боковая поверхность омывается высокоскоростным потоком горячих газов. При закрытом положении в канале головки цилиндров происходят колебания массы газа, оказывающие влияние на процесс теплообмена. Во впускном канале отмеченные процессы протекают между свежим зарядом и боковой поверхностью впускного клапана. Обычно средний коэффициент теплоотдачи составляет 300–600 Вт/м²К.

В работе [6] предложены формулы для определения коэффициента теплоотдачи во впускном и выпускном каналах крышки цилиндров. Их значения в первом приближении могут быть использованы для боковой поверхности клапанов.

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{вп}} &= 0,214\text{Re}^{0,68}(1 - 0,765h_{\text{вп}}/d_{\text{вп}}); \\ \text{Nu}_{\text{вып}} &= 2,58\text{Re}^{0,5}(1 - 0,797h_{\text{вып}}/d_{\text{вып}}), \end{aligned} \quad (8)$$

где $\text{Nu} = \alpha d/\lambda$; $\text{Re} = wd/\nu$; w — средняя скорость газа в канале.

В качестве определяющего размера принимается гидравлический диаметр канала, h и d соответственно ход клапана и диаметр седла клапанного отверстия. Зависимостями (8) учиты-

вается, что впускной клапан находится на выходе из впускного канала в сформированном потоке свежего заряда, а выпускной клапан на входе выпускного канала, где возникает вихревое движение с отрывом потока отработавших газов.

Интенсивность теплоотдачи от стержня клапана к направляющей втулке зависит в основном от величины зазора δ между стержнем и втулкой и коэффициента теплопроводности среды $\lambda_{\text{ср}}$, заполняющей зазор. Коэффициент теплоотдачи от стержня к втулке можно ориентировочно определить по формуле

$$\alpha_{\text{вт}} = \lambda_{\text{ср}}/d. \quad (9)$$

Коэффициент теплоотдачи от стержня клапана за пределами направляющей втулки к окружающей среде в крышке (головке) цилиндра невелик и может быть принят равным 60–70 Вт/м²К.

При наличии у клапана полости, частично заполненной жидким теплоносителем, интенсивность переноса теплоты от тарелки клапана к его стержню определяется или расчетом температуры жидкого теплоносителя и коэффициентов теплоотдачи по внутренней поверхности полости, или моделированием процесса передачи теплоты за счет теплопроводности среды с условной проводимостью. Обычно в качестве теплоносителя используют натрий, который при работе двигателя нагревается, расплавляется и, находясь в поле действия знакопеременных инерционных сил, переносит теплоту с более нагретой поверхности головки в стержень клапана. Условный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{усл}}$, определяющий эффективность переноса теплоты от тарелки в стержень, для клапанов лежит в пределах 200–400 Вт/м²К.

Охлаждение крышек цилиндров может происходить в режиме вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Коэффициент теплоотдачи зависит от особенности обтекания детали при охлаждении. В условиях вынужденной конвекции, характерных для периферийных зон днища и выпускных каналов, может быть использована зависимость

$$\text{St} = 292\text{Re}^{0,583}, \quad (10)$$

где $\text{St} = \text{Nu}/(\text{RePr})$ — число Стантона; число Re отнесено к диаметру подводящего отверстия.

В конструкциях со сверленными каналами рекомендуется формула

$$\text{Nu} = 2,02\text{Re}^m \text{Pr}^{0,33}(\bar{x})^{0,15}, \quad (11)$$

где \bar{x} — относительная длина канала; $m = 0,4\bar{x}^{(-0,135)}$.

У форсированных двигателей температура охлаждаемой поверхности крышки может превысить температуру насыщения охлаждающей жидкости. В этом случае в прилегающих к поверхности слоях жидкости начинается поверхностное кипение, вследствие чего интенсивность

теплоотдачи резко возрастает. При незначительном перегреве стенки процесс теплоотдачи определяется в основном вынужденной конвекцией, тогда как при увеличении перегрева процесс теплоотдачи соответствует режиму кипения.

По мере повышения температуры охлаждаемой поверхности режим вынужденной конвекции переходит в режим поверхностного кипения. Для крышки цилиндра в этом случае

$$Nu_{ж} = 0,45 \cdot 10^{-2} (p_e'')^{0,27} K_{ф}^{0,4} Pr_{ж}^{0,3} \left(\frac{p_{ж}}{p_0} \right)^{0,5}, \quad (12)$$

где $p_e'' = ql_0/rp''\alpha_{ж}$; $K_{ф} = r/(c\Delta T_s)$ — критерий фазового превращения; r — скрытая теплота парообразования; ΔT_s — разность температур насыщения и теплоносителя; $l_0 = \sqrt{\sigma/(\rho' - \rho'')}$ — характерный размер (здесь σ — коэффициент поверхностного натяжения), $p_{ж}$ и p_0 — соответственно давление в контуре охлаждения и атмосферное; ρ' и ρ'' — соответственно плотность жидкости и пара.

Для построения единого процесса перехода конвективного теплообмена из области вынужденной конвекции в область кипения с учетом непрерывности функции перехода принимается описанный ранее [1] подход для втулки цилиндра.

Значения $\alpha_{ж}$, получаемые по приведенным зависимостям, следует рассматривать как ориентировочные. Они могут служить в качестве первого приближения для задания локальных граничных условий при расчете температурного поля. Последние назначают с учетом результатов многочисленных расчетов, а главное, по экспериментальным данным, полученным на работающих двигателях. Вследствие ограниченности этих данных, большое значение имеет решение обратных задач теплопроводности, позволяющее на основании температурного поля детали получить адекватное распределение параметров теплообмена по ее поверхности.

Как и в рассмотренном ранее случае, при моделировании узла крышка (головка) цилиндра–клапаны задаются геометрические параметры и свойства материалов крышки (головки), клапанов, их седел, физические свойства охлаждающей жидкости, а также параметры рабочего процесса, включая индикаторную диаграмму на рассматриваемом режиме работы двигателя.

На основании приведенной методики разработан и реализован интерактивный программный комплекс «Расчет граничных условий теплообмена для 3D моделирования температурных полей крышки цилиндров и клапанов, поршня с кольцами и гильзы цилиндра» (рис. 2), при помощи которого возможно рассчитать граничные условия теплообмена в форме условий третьего рода.

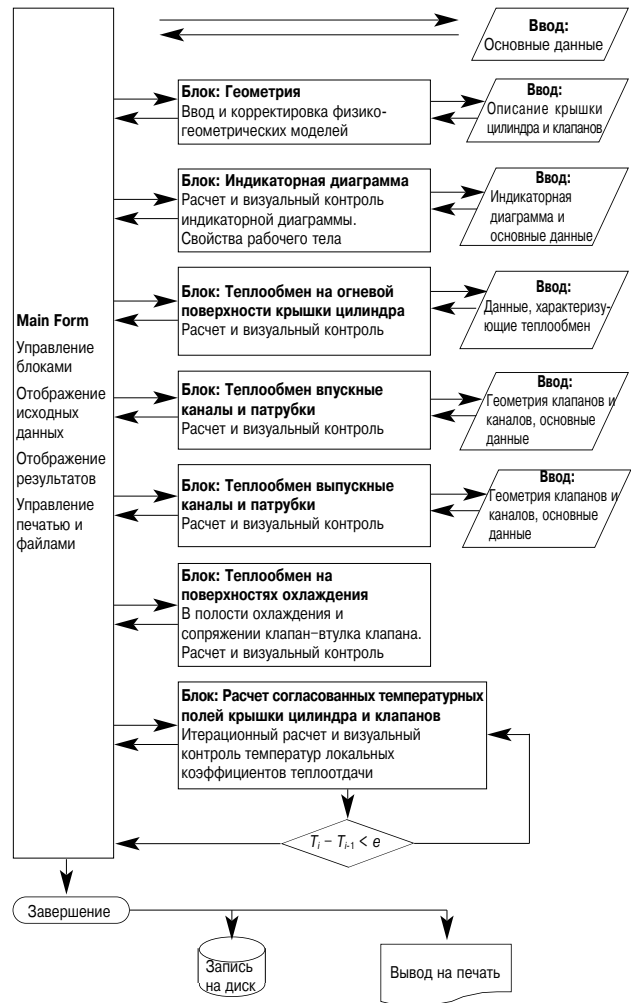


Рис. 2. Блок-схема программного комплекса

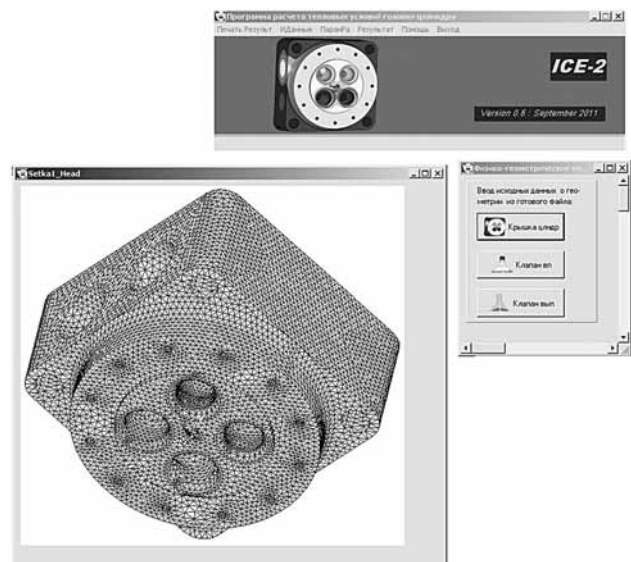


Рис. 3. Конечно-элементная модель полноразмерной крышки цилиндра

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель крышки цилиндра, на рис. 4 — модели

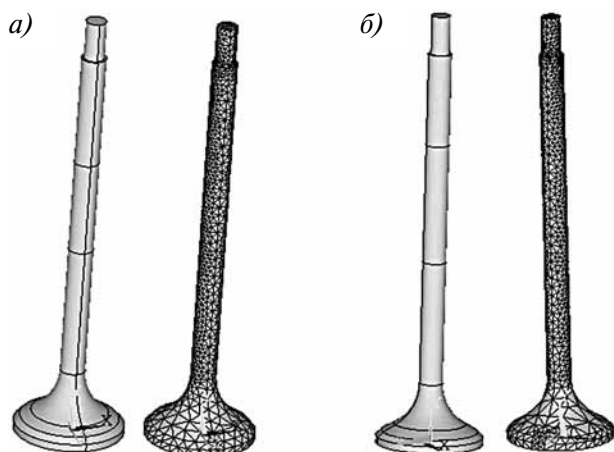


Рис. 4. Конечно-элементные модели выпускного (а) и впускного (б) клапанов

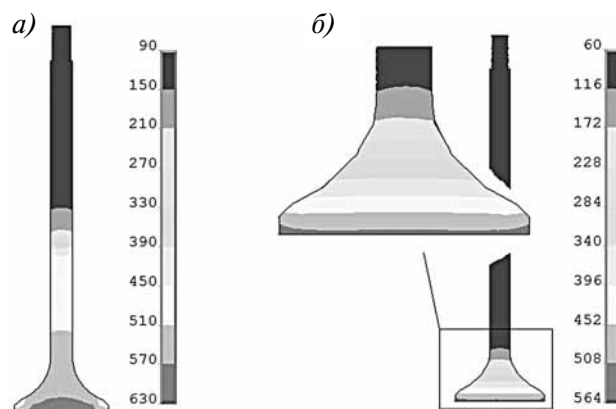


Рис. 6. Температурные поля выпускного (а) и впускного (б) клапанов

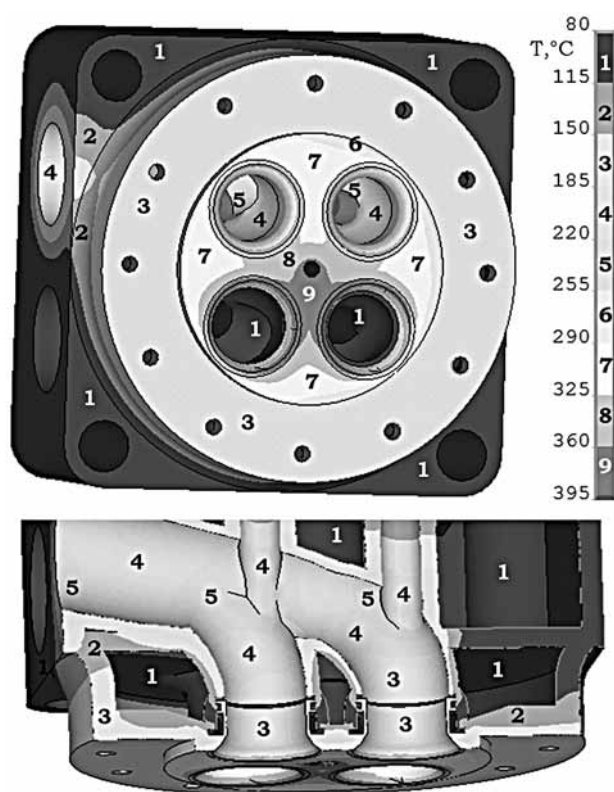


Рис. 5. Температурное поле крышки цилиндра среднеоборотного дизеля

клапанов форсированного среднеоборотного дизеля.

Следует отметить, что для расчета температурных полей может использоваться любой программный комплекс, позволяющий выполнять трехмерное конечно-элементное моделирование.

Моделируемая крышка изготовлена из чугуна ВПЧ-НМ.

На рис. 5 показано температурное поле крышки цилиндров. Максимальная температура находи-

тся на огневом днище в перемычке между впускными клапанами и форсункой и достигает 385 °С.

На рис. 6 представлены температурные поля выпускного (а) и впускного (б) клапанов. Максимальные значения температур находятся на огневых поверхностях тарелок и составляют соответственно 625 и 560 °С для выпускных и впускных клапанов.

Относительно высокие значения температур элементов узла крышка–клапаны объясняются высокой форсировкой дизеля, крышка которого анализируется. Моделирование рабочего процесса и соответствующие величины давления и температуры горячих газов в течение рабочего цикла двигателя соответствовали среднему эффективному давлению $p_e = 26,2$ бар и максимальному давлению цикла $p_z = 200$ бар.

Литература

1. Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 3–8.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. ; ред. Чайнов Н.Д. — 2-е изд. — М. : Машиностроение, 2011. — 494 с.
3. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 591 с.
4. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М. : Энергия, 1971. — 214 с.
5. Seile W.T., Taylor D.H. Spatial Variation of Transfer to Pistons and Liner of Some Medium Engines. Proceedings Institution of Mechanical Engineers 1970–1971. V.185, Part 1, London, 1972.
6. Zapf H. Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt Dieselmotor. MTZ. — 1969. — № 12. — P. 461–465.