

На правах рукописи



Маластовский Николай Сергеевич

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ ГРАНИЧНЫХ
УСЛОВИЙ СО СТОРОНЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ
ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ.**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2011

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Мягков Леонид Львович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Петриченко Михаил Романович

кандидат технических наук
Сальников Михаил Анатольевич

Ведущее предприятие: ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод)

Защита диссертации состоится _____ 2011г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направить по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д212.141.09.

Автореферат разослан «___» _____ 201 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент



Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основным направлением совершенствования двигателей внутреннего сгорания является форсирование по параметрам рабочего процесса. Такая тенденция привела к тому, что для среднеоборотных тепловозных и судовых двигателей значения среднего эффективного давления достигло величин порядка 2,2...2,7 МПа. В подобных условиях возрастает тепловая и механическая напряженность как деталей, образующих камеру сгорания, так и двигателя в целом, что повышает требования к обеспечению надежности, определяемой в значительной мере уровнем температур и неравномерностью их распределения.

Крышка цилиндра – одна из наиболее сложных деталей, определяющих надежность двигателя. Это связано с тем, что ее функциями является не только обеспечение протекания рабочего процесса, но и отвод в систему охлаждения части теплоты, воспринимаемой от рабочего тела. Возможность тепловых повреждений значительно уменьшается, если уже на стадии проектирования предложить обоснованные меры, обеспечивающие повышение работоспособности, что требует подробной информации о температурном поле крышки цилиндра.

В связи с этим, создание методик определения теплового состояния крышек цилиндров с использованием аппарата математического моделирования, которые могли бы использоваться на стадии проектирования двигателя, является актуальной задачей, особенно в рамках работ по созданию и доводке современных ДВС.

Цель работы: Создание методики определения локальных граничных условий со стороны охлаждения при расчете температурных полей крышек цилиндров двигателей, позволяющей учитывать неравномерность теплоотдачи, связанную с движением жидкости в полостях охлаждения, а также возможность возникновения кипения, при котором происходит рост воспринимаемой тепловой нагрузки.

Достижение поставленной цели требует решения следующих **задач**:

1. Разработка математической модели смешанного теплообмена в полостях охлаждения крышки цилиндра,
2. Верификация математической модели и применимости численного решения по результатам натурных экспериментов,
3. Исследование влияния неравномерности подвода жидкости в крышку цилиндра на интенсивность теплоотдачи,
4. Анализ влияния конструкционных параметров на циркуляцию жидкости в полостях охлаждения и как следствие на интенсивность теплоотдачи.

Научная новизна:

– предложенная математическая модель впервые используется в приложении к моделированию теплообмена в полостях охлаждения крышек цилиндров двигателей,

– реализован комплексный подход на базе 3D – CFD кода, позволяющий получать локальные значения коэффициента теплоотдачи с учетом кипения жидкости в наиболее нагретых областях крышки.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

– применением достоверных опытных данных по исследованию температурных полей крышек цилиндров и гидродинамики жидкости в системах охлаждения.

Практическая ценность работы состоит в том, что:

– создана методика расчета, позволяющая с требуемой точностью прогнозировать температурные поля крышек цилиндров,
– показано влияние параметров конструкции на конвективную составляющую теплового потока, позволяющее говорить о необходимости подробного исследования циркуляции жидкости в системе охлаждения уже на стадии проектирования перспективных ДВС.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

– Научно-технической конференции «3-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе», 2007г., Москва, МАДИ.

– XVI, XVII Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под рук. академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках», 2007, 2009 гг., Санкт-Петербург, СПбГПУ (диплом за лучший доклад); Жуковский, ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, МФТИ.

– Международной конференции «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007г., Москва, МГТУ.

– Первой и Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», 2008, 2010 гг., Москва, МГТУ.

– XIV Международный конгресс двигателестроителей. 2009г, Украина, Алушта, ХПИ.

Публикации: основные положения диссертации отражены в 7 работах.

Объем работы: диссертационная работа содержит 156 страниц основного текста, 90 рисунков, 10 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, заключения, приложения и списка литературы, включающего 122 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении показана целесообразность создания методики расчета температурных полей крышек цилиндров с локальными граничными условиями со стороны охлаждения. Обоснована актуальность, научная новизна и практическая ценность работы, дана общая характеристика диссертации.

Первая глава посвящена анализу конструкций крышек цилиндров современных среднеоборотных дизелей. Были выделены основные приемы при проектировании, направленные на снижение как механических, так и тепловых нагрузок:

1. Применение высокопрочных и высокотеплопроводных материалов, наиболее современным из которых является закаленный чугун с изотермическим превращением,
2. Оптимизация движения жидкости в полости охлаждения,
3. Применение теплоизоляционных покрытий,
4. Использование составной конструкции,
5. Применение специальных вставок с высоким коэффициентом теплопроводности, позволяющих интенсифицировать отвод теплоты от огневой поверхности крышек (в том числе в рамках ремонтных мероприятий).

На основании проведенного обзора конструкций было показано, что наиболее актуальной является оптимизация теплового режима с помощью организации движения жидкости в системе охлаждения. Такой подход особенно важен с учетом сложности конфигурации проточной части, включающей зоны с различными скоростями движения жидкости, наличие которых приводит к неравномерности теплоотдачи и локальному перегреву днища. Здесь следует отметить работы Петриченко Р.М., Баталовой В. А., Петриченко М.Р., посвященные изучению гидравлики охлаждающей жидкости в полостях крышек цилиндров, а также проведенные в МГТУ им. Баумана экспериментальные исследования.

Прогнозирование температурных полей крышек цилиндров уже на стадии проектирования значительно снижает вероятность тепловых повреждений. В этой связи необходимо выделить работы, выполненные на тепловом безмоторном стенде Чайновым Н.Д., Станкевичем И.В., Русинковским С.Ю. и Краснокутским А.Н. Разработкой математических моделей и уточнением граничных условий в разное время также занимались Стефановский Б.С., Новенников А.Л., Кузнецов Д.Б., Чирков А.А., Костин А.К., Бундин А.А.

Анализ литературных данных показал – максимальная температура теплоотдающей поверхности крышек различного вида во многих случаях превышает температуру фазового превращения для охлаждающих жидкостей (табл.1). Это позволяет сделать вывод о возможности возникновения кипения в зарубашечном пространстве, что должно быть учтено при определении температурного поля.

Таким образом, в системе охлаждения реализуется переходный режим теплообмена, характеризующийся наличием как конвективной составляющей, так и составляющей, возникающей за счет кипения жидкости (рис.1). Это оказывает существенное влияние на интенсивность теплоотдачи и существенно повышает сложность описания процессов и проведение расчетов.

Таблица 1.

Максимальные температуры теплоотдающих поверхностей

Авторы исследований	Бундин А.А.	Lee H.S. и Cholewczynski L.W.	Колтин И.П.	Pang H.H., Brace C.J.
Температуры теплоотдающих поверхностей, °C	~ (160–170) °C	146.1 °C	~(200–230) °C	151 °C

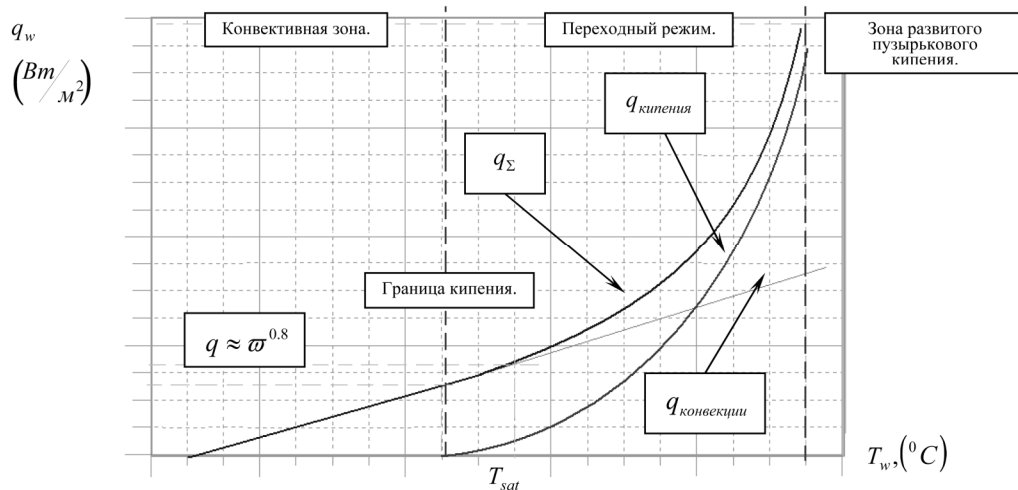


Рис. 1. Распределение теплового потока в области смешанного теплообмена

В переходной области теплообмена все зависимости для определения граничных условий могут быть описаны с использованием следующего степенного закона

$$\alpha_{\text{охл}} = \left[\alpha_{\text{конв}}^n + \alpha_{\text{кип}}^n \right]^{1/n}, \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{охл}}$ – коэффициент теплоотдачи при охлаждении поверхностей крышки; $\alpha_{\text{конв}}$ – конвективный коэффициент теплоотдачи; $\alpha_{\text{кип}}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении (предполагается использование в качестве выражений для $\alpha_{\text{конв}}$, $\alpha_{\text{кип}}$ любых соответствующих зависимостей).

В наиболее простом случае при моделировании теплообмена используется аддитивный подход, согласно которому тепловой поток состоит из суммы конвективного теплового потока и составляющей, соответствующей процессу кипения.

К более сложным моделям следует отнести зависимость, предложенную Кутателадзе С.С

$$\alpha_{\text{охл}} = \sqrt{\alpha_{\text{конв}}^2 + \alpha_{\text{кип}}^2}. \quad (2)$$

В данном случае $\alpha_{\text{кип}}$ определяется из следующего соотношения

$$\alpha_{\text{кип}} = C(p) \cdot q_w^{0.7}, \quad (3)$$

где $C(p) = 2.6 \cdot p^{0.4}$ эмпирический коэффициент, зависящий от давления.

Ранее на кафедре Э-2 МГТУ им. Баумана для расчета температурных полей крышек цилиндров с успехом использовалась интерполяционная зависимость Лабунцова Д.А.

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_{\text{конв}} \cdot \frac{4 \cdot \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{кип}}}{5 \cdot \alpha_{\text{конв}} - \alpha_{\text{кип}}} \quad (4)$$

Более совершенными являются модели, предусматривающие получение сведений о циркуляции охлаждающей жидкости и количественном соотношении между паровой и жидкостной фазами на поверхностях нагрева. Их реализация основана на использовании дополнительных соотношений для внутренних характеристик кипения. В частности, в соответствии с моделью Бойринга интенсивность теплоотдачи определяется тремя механизмами:

- конвективным теплопереносом $q_{\text{конв}}$ для зон, не занятых пузырьками;
- испарением жидкости $q_{\text{исп}}$;
- теплообменом вследствие перемешивания пузырьков в тепловом пограничном слое q_q . Тогда:

$$q_{\text{охл}} = q_{\text{конв}} + q_{\text{исп}} + q_q \quad (5)$$

Подобный подход представляется наиболее рациональным и может быть применен в приложении к крышкам цилиндров двигателей на базе вычислительного программного комплекса ANSYS-CFX.

С учетом изложенного, были поставлены следующие основные задачи работы:

1. Разработать методику определения температурного поля крышки цилиндра с уточненными граничными условиями со стороны охлаждающей жидкости на основании программ численного моделирования.
2. Оценить интенсивность теплоотдачи с использованием модели, основанной на разделении теплового потока на составляющие.
3. Оценить влияние циркуляции жидкости на температурное поле крышки цилиндра.

В качестве основного объекта исследования выбрана серийная крышка цилиндра двигателя типа ЧН30/38.

Во второй главе приведены основные положения математической модели и алгоритм расчета при моделировании температурного поля крышки цилиндров.

Основываясь на проведенном анализе литературы, при определении граничных условий было предложено использовать модель Боуринга для составляющих теплового потока. В таком случае суммарный тепловой поток может быть представлен в виде

$$q_{\text{охл}} = \alpha_q \cdot A_{2f} \cdot (T_w - T_f) + \dot{m} \cdot r + \alpha_{\text{конв}} \cdot A_{1f} \cdot (T_w - T_f), \quad (6)$$

где $\dot{m} = \frac{\pi D_{\text{отр}}^3}{6} \cdot f \cdot N_a$ ($D_{\text{отр}}$ – отрывной диаметр пузырька, f – частота отрыва пузырька пара, N_a – число центров парообразования); α_q – коэффициент теплоотдачи за счет разрушения теплового пограничного слоя, r – удельная теплота парообразования, а A_{2f} и A_{1f} – относительные площади поверхности, занятой паровой и жидкостной фазой соответственно:

$$A_{2f} = N_a \cdot \frac{\pi \cdot D_{отр}^2}{4},$$

$$A_{1f} = 1 - A_{2f}$$

Теплоотдача при кипении определяется температурой охлаждаемой поверхности и степенью недогрева охлаждающей жидкости. Это позволяет использовать итерационный алгоритм решения, в котором в качестве критерия сходимости принимается приращение плотности теплового потока.

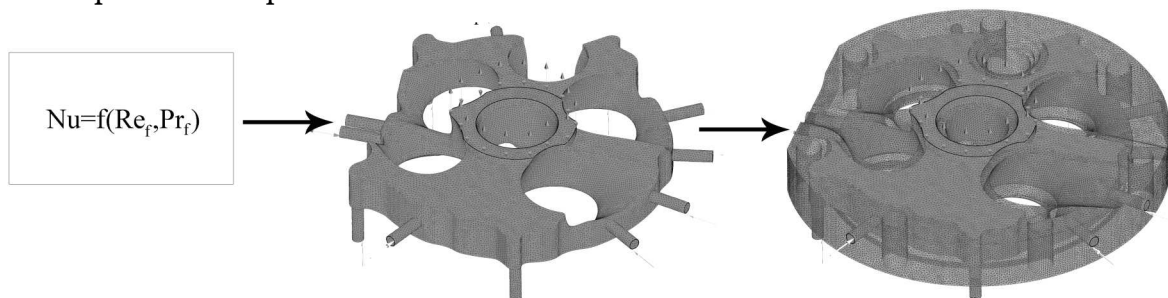
В свою очередь, интенсивность конвективного теплообмена определяется режимом течения, что требует достоверной информации о локальном распределении скорости жидкости в полости.

Таким образом, используя аддитивный подход, задачу о нахождении тепловых граничных условий можно представить в виде двух независимых задач нахождения конвективной составляющей и составляющей, определяемой кипением жидкости.

Определить коэффициент теплоотдачи $\alpha_{конв}$ можно с использованием критериальных уравнений либо численным моделированием. Различные подходы в этом случае отображают классическую задачу, где точность расчета всегда обратно пропорциональна затрачиваемым ресурсам и времени.

Можно выделить следующие подходы к вычислению $\alpha_{конв}$ (рис. 2):

- эмпирические зависимости,
- расчет гидродинамики в системе охлаждения с постоянными тепловыми граничными условиями,
- сопряженный расчет.



эмпирические зависимости для коэффициента теплоотдачи расчет гидродинамики с постоянными тепловыми граничными условиями сопряженный расчет

Рис. 2. Иерархия моделей определения конвективного коэффициента теплоотдачи

В работах Стефановского Б.С., Новенникова А.Л. отмечена важность изучения локальных особенностей теплообмена при прогнозировании температурного состояния деталей ДВС, что подчеркивает нежелательность применения эмпирических зависимостей. В этой связи численное моделирование становится не только наиболее современным подходом, но и зачастую единственно возможным.

В рамках данного подхода, в ходе расчета течения жидкости должны быть численно решены уравнения сохранения для массы, импульса, энергии,

которые могут быть записаны в виде обобщенного дифференциального уравнения для переменной Φ

$$\frac{\partial}{\partial(t)}(\rho \cdot \Phi) + \text{div}(\rho \cdot u \cdot \Phi) = \text{div}(\Gamma \cdot \text{grad}(\Phi)) + S, \quad (7)$$

где Γ – обобщенный коэффициент диффузии (диффузии, вязкости, тепло- или температуропроводности); S – источниковый член. Конкретный вид Γ , S зависит от смысла переменной Φ .

Решение уравнений для задач течения жидкости в полости охлаждения с использованием численных методов предполагает осреднение скоростей потока в форме Рейнольдса и использование дополнительных соотношений для учета турбулентности в рамках RANS подхода. В данной работе используется модель турбулентности Ментера, позволяющая моделировать течение жидкости как в пристеночной области, что особенно важно для неізотермических задач, так и в ядре потока:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot k_t) &= \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k_t \right] + P_k - \beta^* \cdot \rho \cdot k \cdot \varpi, \\ \rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \varpi) &= \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varpi} \right) \nabla \varpi \right] + (1 - F_1) \cdot 2\rho \frac{\sigma_\varpi^2}{\varpi} \nabla k \cdot \nabla \varpi + \alpha \cdot \rho \cdot S^2 - \beta \cdot \rho \cdot \varpi^2, \end{aligned} \quad (8)$$

где k_t – турбулентная кинетическая энергия; ϖ – диссипации турбулентной кинетической энергии; μ_t – турбулентная вязкость; а F_1 – функция связи.

В дальнейшем полученные на основании расчета величины коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$ используются в уравнении (6).

Реализовать итерационный механизм возможно, определив дополнительные независимые переменные – отрывной диаметр пузырька ($D_{\text{отр}}$), частоту отрыва пузырька пара от обогреваемой поверхности (f), число центров парообразования (N_a) и коэффициент теплоотдачи α_q .

Обзор и анализ литературы позволил остановиться на следующих зависимостях:

1) Частота отрыва пузырька пара – зависимость Зубера

$$f = \sqrt{\frac{4 \cdot g(\rho_f - \rho_v)}{3 \cdot C_D \cdot D_{\text{отр}} \cdot \rho_f}} \quad (9)$$

2) Выражение для коэффициента теплоотдачи за счет разрушения теплового пограничного слоя α_q получают на основании решения одномерного нестационарного уравнения теплопроводности,

3) Количество центров парообразования

$$N_a^* = f(\rho^*) \cdot (R_c^*)^{-4.4}, \quad (10)$$

где $f(\rho^*) = 2.157 \cdot 10^{-7} \cdot (\rho^*)^{-3.2} (1 + 0.0049 \cdot \rho^*)^{4.13}$ (здесь $\rho^* = (\rho_f - \rho_v) / \rho_v$ – приведенная плотность среды); $R_c^* = R_c / R_f$ – безразмерный радиус впадины, приведенный к

отрывному диаметру пузырька пара, определенному по зависимости Фрица В.

4) Для отрывного диаметра пузырька предлагается использовать зависимость, полученную Колевым Н.И. Однако ее прямое применение ведет к итерационной процедуре расчетов отрывных диаметров пузырька пара, что в рамках предложенной модели значительно усложнило бы расчеты. На основании замечаний Колева Н.И. выделяется предельное решение для случая вынужденного движения жидкости

$$D_{отр}^2 = \frac{A(T)}{\rho_f \cdot V_{21d}^2 \left(0.5 \cdot c_{lift} \cdot \sin(\theta_0) + 0.3 \cdot c_{wall}^2 \cdot \cos(\theta_0) \right)} + \frac{A(T)}{0.3 \cdot \rho_f \cdot (\bar{V}'_2)^2 \cdot \cos(\theta_0)}, \quad (11)$$

где $A(T)$ – функция, зависящая от температуры поверхности нагрева; V_{21d} – приведенная скорость подъема пузырька пара; θ_0 – угол наклона пузырька пара к поверхности нагрева; c_{lift} и c_{wall} – константы, учитывающие силу сопротивления отрыву пузырька пара.

Верификация замены исходного уравнения предельным вариантом – зависимостью (11) проводится путем сопоставления полученных данных (рис. 3).

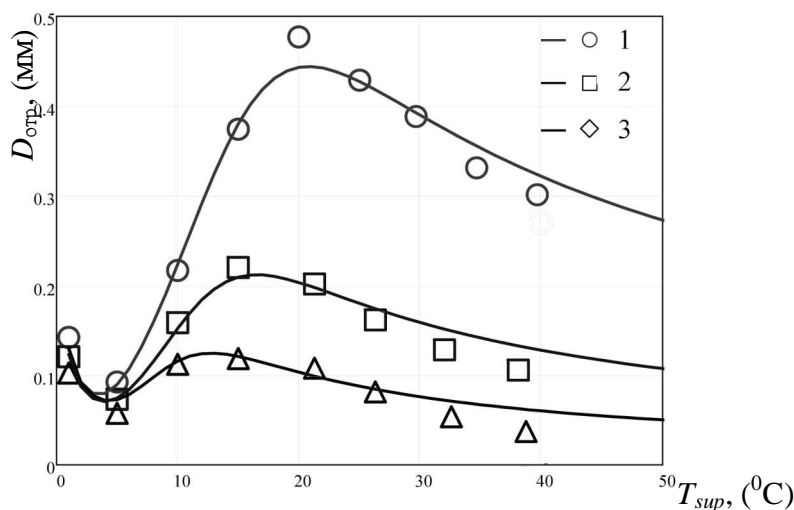


Рис. 3. Зависимость отрывного диаметра пузырька (мм) от температуры перегрева поверхности при различных давлениях в системе:

1) – $p = 1$ атм, 2) – $p = 1.4$ атм, 3) – $p = 2$ атм

На основании исследования можно утверждать, что приведенное упрощение может быть применено при температурах перегрева до 40°C .

Современные расчетные комплексы позволяют учитывать процессы распада и слияния пузырьков, однако ограничены в рамках модели многомерного континуума, что, в частности, проявляется в невозможности рассмотрения перехода режима кипения от пузырькового к пленочному. В этом случае необходимо использовать дополнительные соотношения, определяющие границу применимости моделей, например, широко известную зависимость Кутателадзе С.С.

$$q_{кр} = k \cdot r \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_f - \rho_v)} \cdot \left[1 + 0.065 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0.8} \cdot \frac{c_p \cdot \Delta T_{sub}}{r} \right], \quad (12)$$

где k – величина, называемая критерием устойчивости и характеризующая меру отношения энергии динамического потока пара к энергии, необходимой для ускорения частиц жидкости, отбрасываемых от стенки, до скорости основного потока.

Таким образом, разработанный расчетный алгоритм на основе разделения теплового потока на независимые составляющие должен обеспечивать адекватность определения температурного поля крышки цилиндра с учетом следующих особенностей:

- возможность оценки локальных значений объемной доли пара на теплоотдающей поверхности;
- повышенная точность расчетов ввиду использования локальных величин тепловых потоков;
- получение дополнительной информации о циркуляции жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра.

В третьей главе проведена верификация предлагаемой математической модели на основании данных эксперимента, выполненного на кафедре Э-2 МГТУ им. Баумана, в котором фиксировались линии тока, а также определялись поля скоростей потока путем визуализации.

В ходе исследования были выделены характерные зоны (рис. 4), для которых впоследствии проводилась оценка циркуляции жидкости.

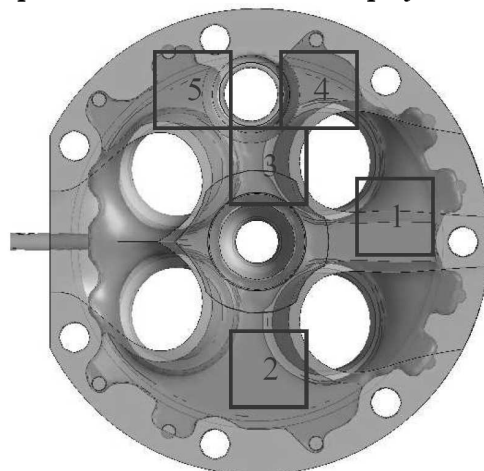


Рис. 4. Характерные зоны в полости крышки цилиндра: 1 – перемычка между выпускными клапанами; 2 – перемычка между впускным и выпускным клапанами; 3 – перемычка между выпускным и пусковым клапанами; 4, 5 – зоны в районе пускового клапана

Для визуализации в эксперименте применялся метод взвешенных частиц. В качестве частиц использовались твердые полистироловые шарики с белой матовой поверхностью. Их плотность выбиралась равной плотности жидкости, а размер ($d = 2$ мм) с учетом четкости фиксирования на фотокамеру.

Таким образом, с заранее заданной задержкой фотосъемки получались следы (треки) от движения частиц в различных зонах дна, замеряя

которые, с учетом масштабного фактора рассчитывались величины горизонтальной составляющей скорости потока.

Эксперимент проводился при давлении в системе $p = 0.11$ (МПа), производительность водяного насоса составляла $Q = 3.5$ (м³/ч). Перепад давления на входе и выходе составлял $\Delta p = 0.05$ (МПа).

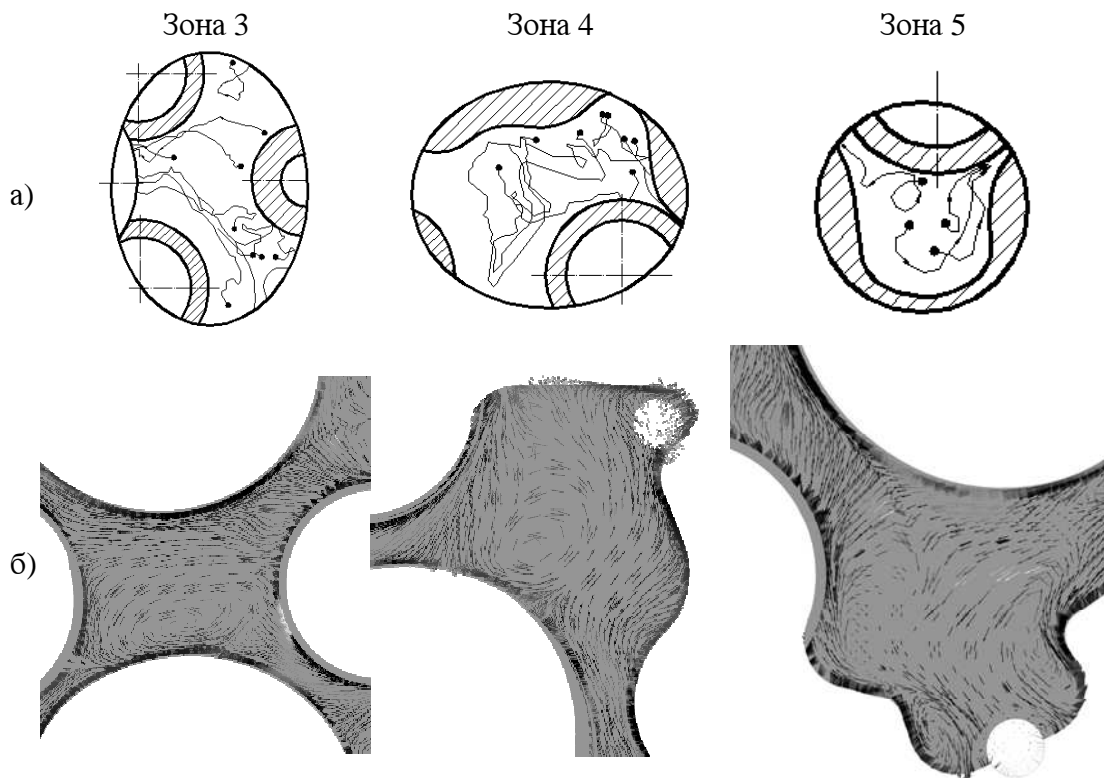


Рис. 5. Качественное сравнение течения жидкости в крышки цилиндра:

а) – результаты эксперимента, б) – результаты численного моделирования

Результаты исследования показывают, что программные комплексы численного моделирования с достаточной точностью позволяют определять распределение скорости жидкости в системах охлаждения двигателей (рис.5).

На основании экспериментов О'Нилла, построены кривые кипения в соответствии с предложенной моделью теплообмена. Были проведены исследования для двадцати режимов, различных по скорости, температуре исследуемой жидкости и давлению в контуре охлаждения.

Верификация модели кипения проводилась в программном комплексе CFX со следующими характеристиками расчетной конечно-элементной сетки:

- 50 тыс. элементов (твердое тело);
- 150 тыс. элементов (жидкость).

В эксперименте были получены данные по зависимости суммарного теплового потока от температуры стенки (рис.6, 7).

По результатам исследований делается вывод, что реализованная математическая модель позволяет определять плотность теплового потока в зависимости от температуры перегрева поверхности контакта, что делает возможным ее использование при исследовании процесса кипения жидкости в полостях охлаждения крышек цилиндров двигателей.

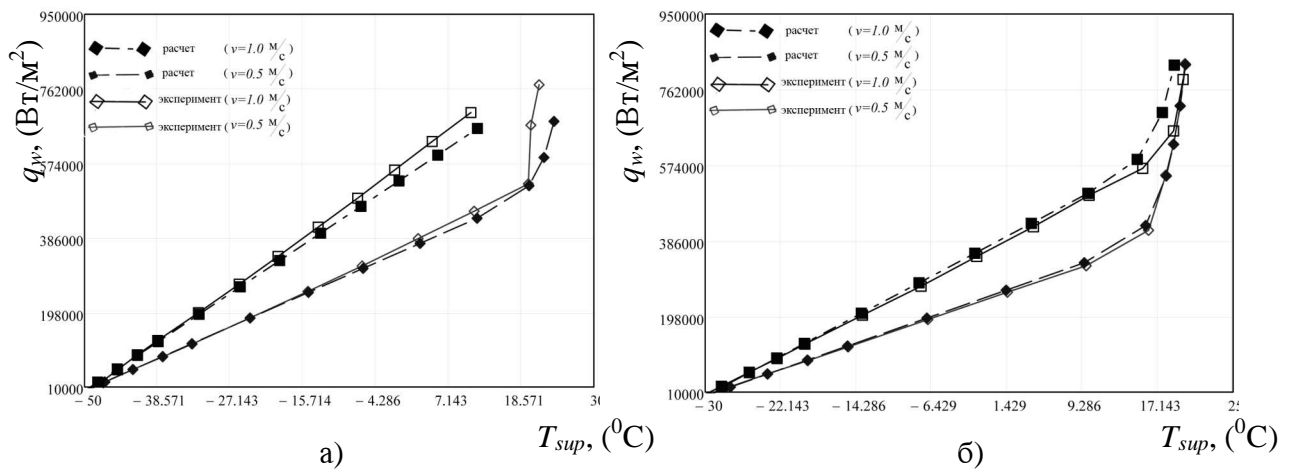


Рис. 6. Зависимости плотности теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$) при давлении $p = 1.0$ бар, от перегрева поверхности при недогреве жидкости: а) – $T_{sub} = 50^\circ\text{C}$, б) – $T_{sub} = 30^\circ\text{C}$

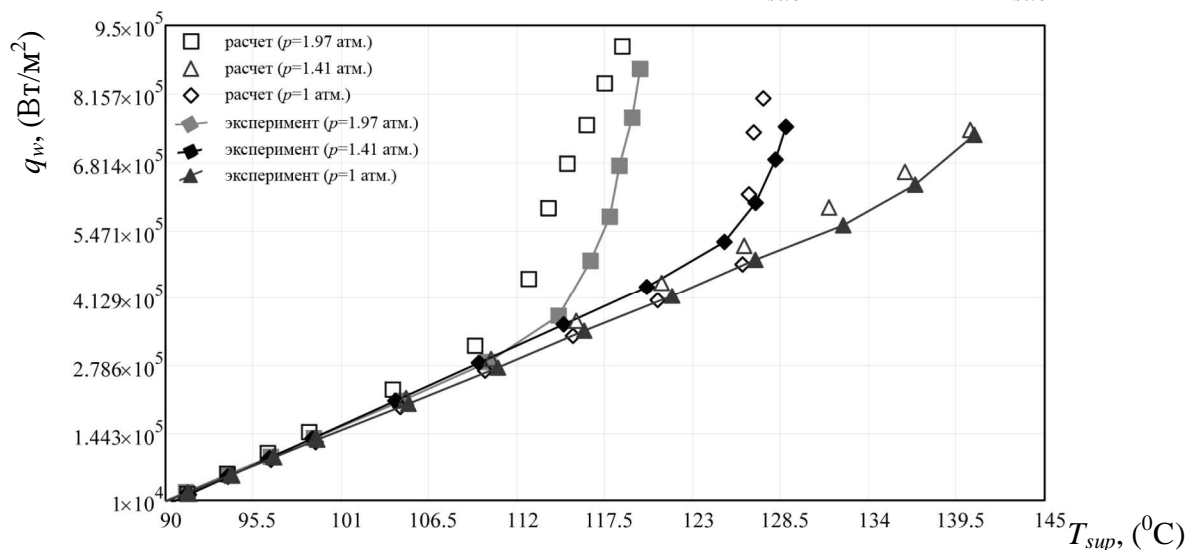


Рис. 7. Зависимости плотности теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$) от температуры поверхности при различных давлениях, температуре жидкости $T_f = 90^\circ\text{C}$ и скорости движения $v = 1.0 \text{ м}/\text{с}$

Четвертая глава посвящена расчету температурного поля крышки цилиндра в условиях идеального контакта с сопряженными деталями.

В соответствии с предложенным алгоритмом производится расчет течения жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра. Показано, что присутствует неравномерность распределения жидкости по подводящим каналам, для оценки которой необходимо проводить соответствующие расчеты. Для исследуемого объекта – крышки цилиндра двигателя типа ЧН30/38 соотношение максимального расхода к минимальному составило тридцать пять процентов (рис.8).

В ходе расчетов исследовались две модификации крышки цилиндра двигателя. В первой реализован вертикальный вариант подвода жидкости в полость охлаждения, во второй для организации горизонтального подвода

жидкости использовались специальные пробки – заглушки (для закрытия литейных отверстий) с направляющими каналами.

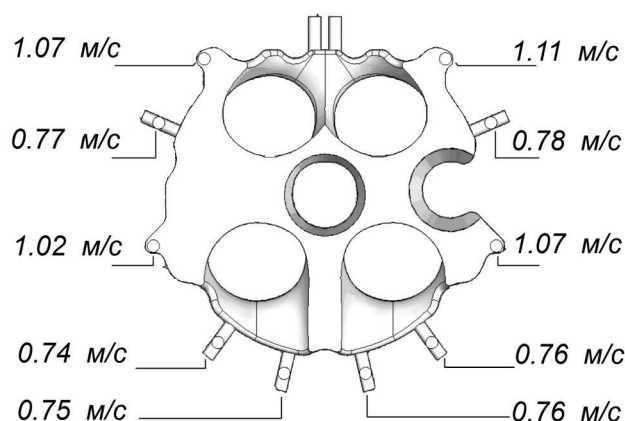


Рис. 8. Распределение расходных скоростей на входе в крышку цилиндра

Вертикальный подвод жидкости приводит к интенсивному образованию вихрей и застойных зон (рис. 9. а). Неравномерность движения в таком случае влияет на распределение потока по характерным зонам (рис. 4), что приводит к застою жидкости в области (3) и вызывает образование локальных завихрений потока в остальных рассматриваемых областях. Изменение направления подвода жидкости позволило интенсифицировать омывание выпускных каналов и избавиться от застойных зон (рис. 9. б).

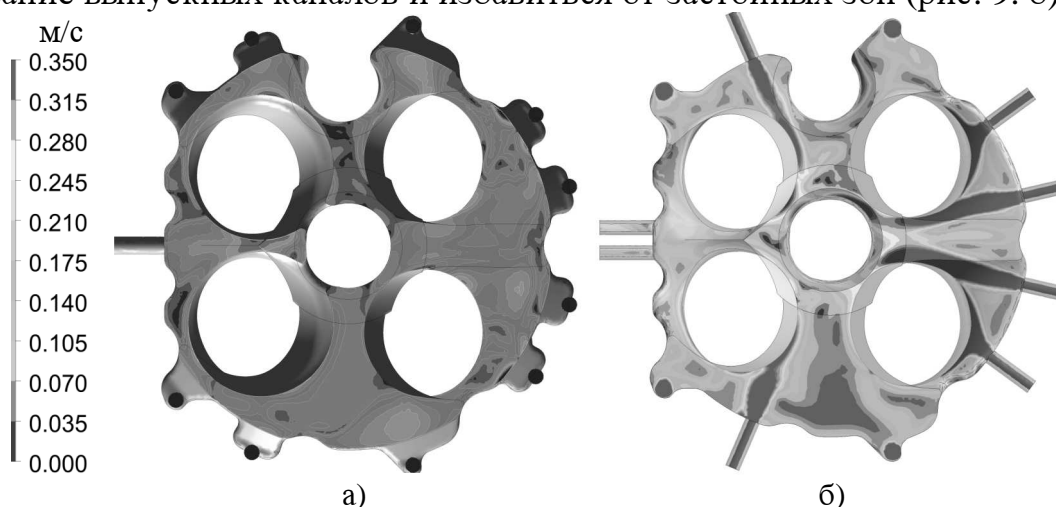


Рис. 9. Поле скоростей жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра (35 мм от теплоотдающей поверхности): а) – базовое исполнение, б) – модифицированный подвод жидкости

Соотнести гидродинамические параметры с интенсивностью теплообмена можно, сопоставляя данные по скоростям потока и величинам коэффициента конвективного теплообмена (рис. 10). В частности, при горизонтальной организации подвода, патрубки выпускных каналов активно омываются охлаждающей жидкостью, поступающей непосредственно из втулки цилиндра через подводящие каналы, при этом коэффициент теплоотдачи в указанных областях достигает своей максимальной величины.

Сравнительный анализ двух исследуемых модификаций показывает, что изменением подвода жидкости удается достичь увеличения среднего по расчетной области коэффициента теплоотдачи с 4099 (Вт/м²К) до 4592

(Вт/м²К). Наибольший рост достигнут в области выпускных каналов, а падение – в области впускных патрубков, которые в первом варианте исполнения активно омываются при вертикальном подводе жидкости.

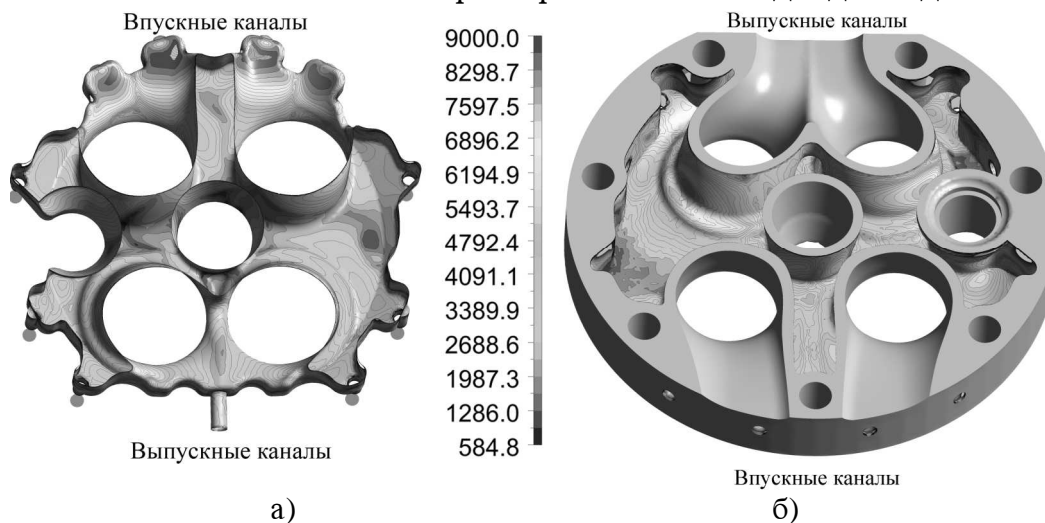


Рис. 10. Сравнение величин коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$ (Вт/м²К):

а) – базовый вариант исполнения, б) – модифицированный вариант

При решении задачи конвективного теплообмена проведено сопоставление результатов численного моделирования с данными, полученными на основании эмпирической зависимости Кузнецова Д.Б. (рис. 11).

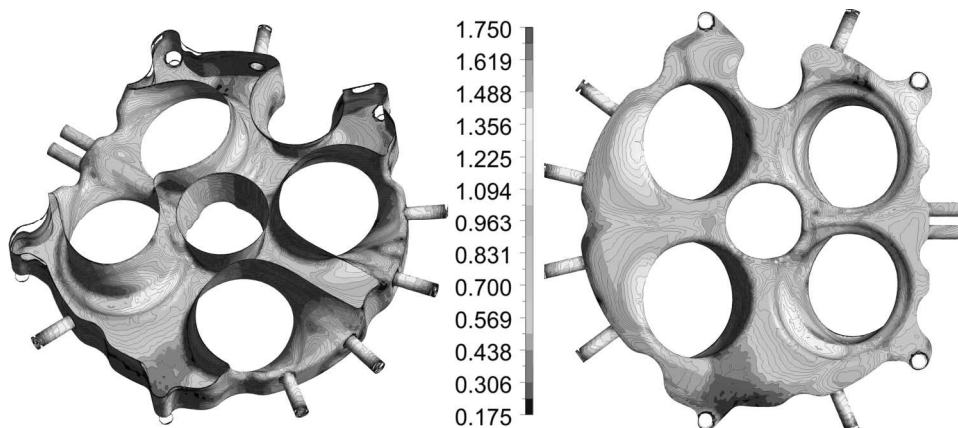


Рис. 11. Отношение коэффициентов теплоотдачи, полученных с использованием численного моделирования, к рассчитанному по зависимости Кузнецова

Формула Кузнецова Д.Б. непосредственно применяется для определения граничных условий со стороны охлаждения в крышках цилиндра судовых среднеоборотных двигателей. Результаты показывают, что величина коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$, вычисленная по эмпирической зависимости, в среднем по поверхности теплообмена несущественно отличается от осредненного значения, полученного при численном моделировании. Тем не менее, значительная неравномерность распределения и более низкие величины $\alpha_{\text{конв}}$ в наиболее теплонагруженных зонах могут являться причиной неточностей при решении задачи.

Сходимость численного решения для тепловой задачи достигалась за 5000 итераций. В ходе расчета контролируемые параметрами являлись -

приращение средней температуры по огневой и охлаждаемой поверхности крышки и максимальная температура теплоотдающей поверхности. За критерий окончания цикла принималось приращение теплового потока на текущем шаге к величине на предыдущем менее 3%. Результатами расчета являются температурные поля исследуемых деталей (рис. 12).

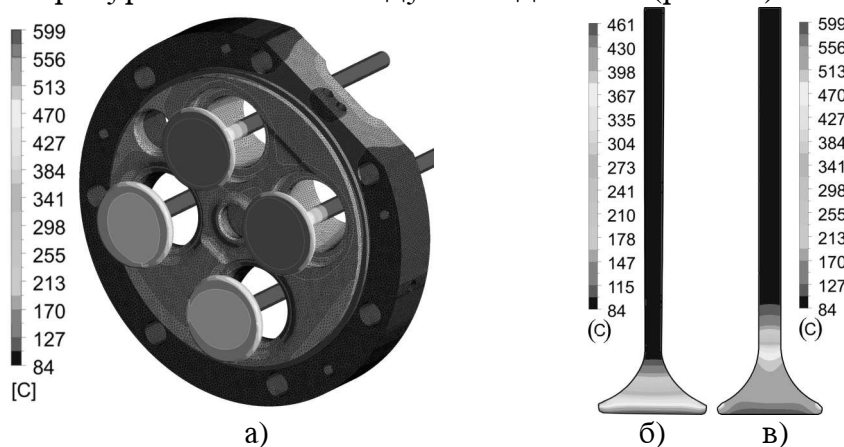


Рис. 12. Температурные поля деталей: а) – крышка цилиндра двигателя, б) – впускной клапан, в) – выпускной клапан

Наибольшее значение температуры исследуемой крышки отмечается в перемычке между выпускными клапанами и составляет величину порядка 360°C (рис. 13).

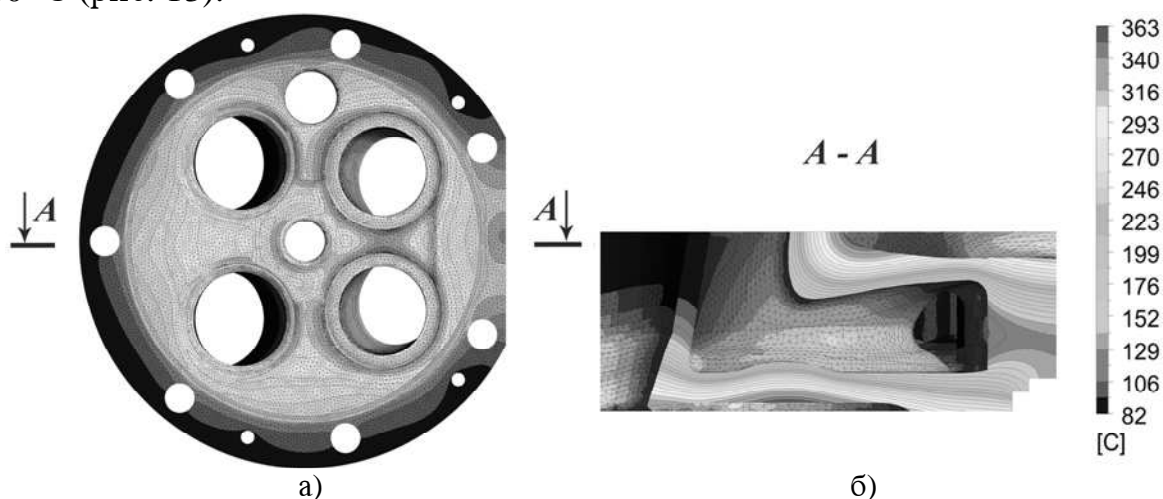


Рис. 13. Температурное поле: а) – крышка цилиндра двигателя со стороны огневого дна, б) – в перемычке выпускных клапанов

Можно констатировать, что подобное распределение температуры объясняется, в частности, интенсивностью воспринимаемой нагрузки со стороны камеры сгорания, и со стороны выпускных каналов, где средневзвешенная за цикл температура отработавших газов достигает 550°C . Существенное влияние на неравномерность температурного поля оказывает также процесс теплоотдачи на поверхности охлаждения, связанный с циркуляцией жидкости в полостях крышки.

Максимальная температура на охлаждаемой поверхности крышки цилиндра составляет 163°C , что на 29°C превосходит равновесную температуру воды при расчетном давлении в системе охлаждения. Зона

максимальных температур соответствует межклапанной перемычке (1) (рис.4).

Необходимо отметить, что наиболее интенсивно процесс кипения протекает в межклапанной перемычке (1) и в районе стакана под форсунку.

Скорость движения жидкости оказывает значительное влияние на начало кипения. Этот вывод следует из того, что температура теплоотдающей поверхности со стороны выпускных каналов изменяется не сильно, однако кипение наблюдается только в ранее описанных зонах.

Интерес представляют величины суммарного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$, определяющие интенсивность теплообмена. Проводя сравнение с ранее полученными данными по величине $\alpha_{\text{конв}}$, можно отметить его выравнивание по днищу крышки. Причем максимальная величина $\alpha_{\text{охл}}$ достигает 12000 Вт/(м²К), что соответствует условиям кипения.

Проведенные сравнительные расчеты теплового состояния базового варианта исполнения и модифицированного показали, что перераспределение жидкости в результате изменения направления ее подвода снижает температуры поверхности в среднем на 10 °С (рис.14).

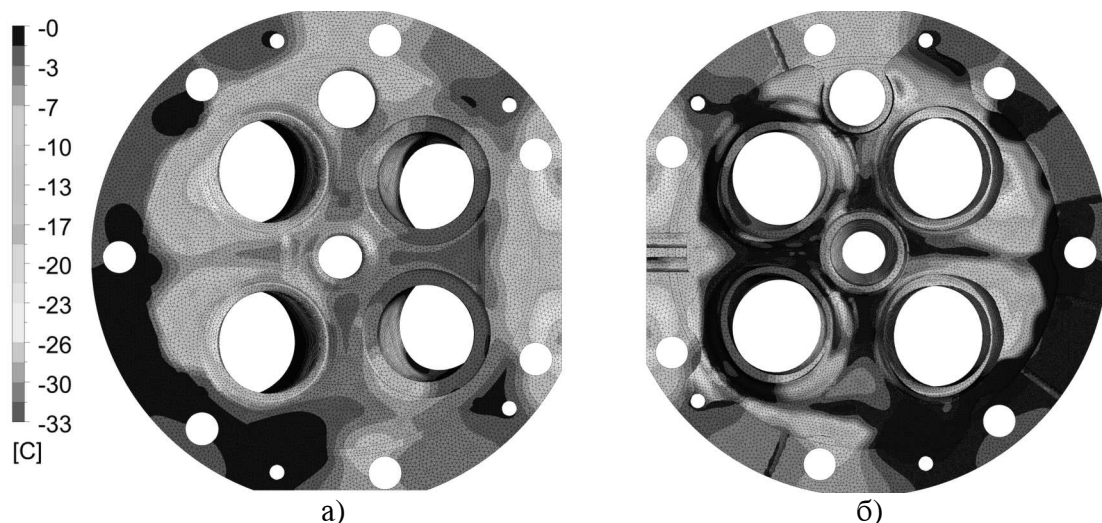


Рис. 14. Изменение температуры крышки цилиндра в зависимости от способа подвода жидкости:

а) – тепловоспринимающая поверхность, б) – теплоотдающая поверхность

Таким образом, оптимизация конструкции системы охлаждения при проектировании крышек цилиндров является важным мероприятием, позволяющим снизить тепловую нагрузку на наиболее термонагруженные зоны.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана и реализована математическая модель учета кипения и разделения плотности теплового потока на составляющие для моделирования теплообмена в поршневых двигателях.

2. Использование предложенной методики позволило внести уточнение в определение температурного поля крышки цилиндра.
3. Моделирование температурных полей крышек цилиндров показало, что влияние потокораспределения на интенсивность теплоотдачи снижается в зонах с кипением.
4. Конструкторские решения, принимаемые на стадии проектирования и оказывающие влияние на циркуляцию жидкости в полости охлаждения, должны приниматься обоснованно и обеспечить не только снижение максимальных температур, но и выравнивание температурного поля.

Основные положения диссертации опубликованы в 7 работах:

1. Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля / Н.Д. Чайнов [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). – 2009. – №2. – С. 3-7.
2. Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Численное моделирование теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических установках: Труды XVII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – М., 2009. – С. 217-220.
3. Myagkov L. L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the Thermal State of the Diesel Cylinder Cover with Allowance for Liquid Flow in the Cooling Cavity // Heat Transfer Research. – 2008. – Vol.39, Issue .8. – P. 685-694.
4. Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Спецвыпуск. – С. 162-177.
5. Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Влияние характера циркуляции жидкости в полости охлаждения на тепловое состояние крышки цилиндра // Двигатель-2007: Сборник научных трудов международной конференции, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2007. – С.208-212.
6. Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Моделирование течения охлаждающей жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра двигателя // Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов международной научно-технической конференции 3-и Луканинские чтения. – М., 2007. – С. 54-56.
7. Мягков Л.Л., Стрижов Е.Е., Маластовский Н.С. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – СПб., 2007. – С. 174-178.