

На правах рукописи

Чэн Жунжун

ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
ВОДОРОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО
НА ОБЕДНЕННОЙ СМЕСИ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Чэн Жунжун

Москва – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Кавтарадзе Реваз Зурабович**
доктор технических наук, профессор кафедры
комбинированных двигателей и альтернативных
энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Ерохов Виктор Иванович**
заслуженный деятель науки РФ, доктор
технических наук, профессор кафедры
экологической безопасности технических
систем ФГБОУ ВО «Московский
политехнический университет»

Костюченков Александр Николаевич
кандидат технических наук, начальник сектора
«Перспективы развития АПД»
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Ведущее предприятие: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Защита диссертации состоится «14» декабря 2021 года в 14-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в при МГТУ 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 и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направить по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «07» октября 2021г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент

Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Поршневые двигатели в настоящее время остаются основными источниками энергии для наземного и водного транспорта и имеют наивысший КПД среди существующих в настоящее время тепловых машин. Однако дефицит резервов природного топлива и ужесточение экологических требований ставят актуальную задачу перед транспортным двигателестроением - в ближайшем будущем перейти на альтернативные топлива, среди которых наиболее перспективным является водород.

Особенности горения водорода, как моторного топлива, обусловлены его теплофизическими свойствами, и горение водорода сопровождается высокими (по сравнению с бензиновым двигателем) значениями как скоростей тепловыделения и перемещения пламени, так и локальных и максимальных за цикл температур рабочего тела. Это приводит к изменению условий конвективного теплообмена и увеличению термических нагрузок на основные детали, в частности на поршень. Следует также учесть отсутствие слоя нагара на тепловоспринимающих поверхностях камеры сгорания, играющего роль естественного теплоизолятора в случае горения бензина и дизельного топлива. Очевидно, что возникает необходимость проведения исследований локального теплообмена в камере сгорания водородного двигателя с целью оценки тепловых потерь, определения термических нагрузок на поверхности камеры сгорания и теплового состояния деталей, что особенно важно при конвертировании серийных бензиновых двигателей на водород.

Несмотря на очевидную актуальность такой задачи, до настоящего времени не известны детальные исследования по теплообмену в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием с применением 3D-моделей рабочего процесса и теплообмена. Известные до настоящего времени исследования ограничиваются применением известных термодинамических соотношений, а также их уточнениями введением эмпирических коэффициентов.

Цель работы. Целью работы являлось экспериментальное исследование и 3D-моделирование рабочего процесса и локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя с внешним смесеобразованием, работающего на обедненной смеси, в зависимости от изменения регулируемых, а также конструктивных факторов.

Основные задачи диссертационной работы. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Разработка 3D-математической модели рабочего процесса и локального нестационарного теплообмена в камере сгорания (КС) водородного двигателя с внешним смесеобразованием, основанной на фундаментальных уравнениях типа Навье-Стокса и современных RANS-моделей турбулентности, горения и турбулентного теплообмена в пристеночных слоях;

2. Экспериментальное определение эффективных показателей и индцирование экспериментального бензинового двигателя, конвертированного на водород, с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием, работающем

на обедненной смеси водорода с воздухом в стендовых условиях в широком диапазоне изменения нагрузочных и скоростных режимов работы.

3. Установление опытным путем границ изменения коэффициента избытка воздуха при работе на обедненной смеси, предотвращающих возникновение аномальных процессов сгорания (детонация, преждевременное воспламенение, обратный выброс). Верификация 3D-математической модели на основе полученных экспериментальных данных.

4. Моделирование термических граничных условий на тепловоспринимающей поверхности поршня водородного двигателя, работающего на обедненной смеси, изменяющихся в зависимости от регулируемых параметров рабочего процесса, таких, как коэффициент избытка воздуха α_v , угол опережения зажигания $\phi_{зж}$, степень рециркуляции отработавших газов (РОГ), а также в зависимости от конструктивных особенностей камеры сгорания;

5. Моделирование теплового состояния поршня в зависимости от изменения указанных регулируемых параметров рабочего процесса водородного двигателя, работающего на обедненной смеси;

6. Оценка тепловых потерь в рабочем процессе водородного двигателя в зависимости от особенности горения водорода;

7. Сравнительный анализ результатов локального теплообмена и теплового состояния поршней серийного базового бензинового двигателя с внешним смесеобразованием и его модификации, конвертированной на водород и выдача практических рекомендаций по конвертированию серийного бензинового двигателя с внешним смесеобразованием на водород.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- впервые задача определения термических граничных условий, необходимых для моделирования теплонапряженного состояния деталей водородного двигателя, работающего на обедненной смеси, решается в 3D-постановке;
- предложена и расчетно-экспериментальными исследованиями обоснована гипотеза, основанная на явлении гашения пламени для разъяснения факта относительного увеличения тепловых потерь в рабочем процессе водородного двигателя по сравнению с традиционным бензиновым двигателем.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются

- применением фундаментальных законов и уравнений теории теплообмена, гидро-газодинамики и теории горения с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации 3D-математических моделей, результатами верификации математических моделей путем сравнения с результатами эксперимента;
- применением современных, хорошо апробированных RANS-моделей турбулентности, теплообмена в пристеночных слоях и горения, реализуемых в 3D-CFD коде AVL FIRE (лицензионное соглашение между фирмой AVL и МГТУ им. Н.Э. Баумана);
- применением надежных опытных данных по индицированию и экспериментальному исследованию рабочего процесса экспериментального водородного

двигателя, в том числе полученных при непосредственном участии автора диссертации в процессе совместных исследований МГТУ им. Н.Э. Баумана и Пекинского технологического института.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- разработан инструмент, позволяющий прогнозировать локальные нестационарные тепловые нагрузки на тепловоспринимающие поверхности камеры сгорания водородного двигателя, позволяющие с достаточной точностью моделировать тепловое состояние деталей, в частности поршня, в зависимости от изменения его регулируемых и конструктивных параметров;
- определены диапазоны изменения регулируемых параметров (коэффициента избытка воздуха, угла опережения зажигания, степени РОГ, частоты вращения коленчатого вала и др.), обеспечивающих предотвращение возникновения аномальных процессов сгорания в водородном двигателе с внешним смесеобразованием и приемлемые теплонапряженные состояния его основных деталей, в частности поршня.

Автор защищает:

- результаты экспериментального исследования и 3D-моделирования рабочего процесса и локального теплообмена в камере сгорания водородного двигателя по влиянию регулируемых параметров (коэффициента избытка воздуха, угла опережения зажигания, степени РОГ, частоты вращения коленчатого вала и др.) на термические нагрузки основных деталей и их тепловое состояние при работе на обедненных смесях;
- экспериментально обоснованные 3D-математические модели внутрицилиндровых процессов в водородном двигателе с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием, а также методы численной реализации этих моделей и результаты численных экспериментов, полученных на основе разработанных и применяемых моделей и методов.

Личный вклад соискателя. Основные результаты диссертационной работы, методы и модели, выносимые на защиту, получены автором самостоятельно в ходе теоретических разработок и экспериментальных исследований. Автором решена задача определения термических граничных условий, необходимых для моделирования теплонапряженного состояния поршня водородного двигателя, работающего на обедненной смеси в 3D-постановке; проведены численные эксперименты по исследованию рабочего процесса и теплового состояния поршня водородного двигателя; предложена и экспериментально обоснована гипотеза, основанная на явлении гашения водородно-воздушного пламени для разъяснения факта относительного увеличения тепловых потерь в рабочем процессе водородного двигателя по сравнению с традиционным бензиновым двигателем.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены:

- на II Международной научно-практической конференции «Материаловедение, машиностроение и энергетика: проблемы и перспективы развития» (Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, 20-21 ноября 2020 г. Форма участия в конференции: заочная);

- на заседаниях кафедры комбинированных двигателей и альтернативных энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2019, 2020, 2021 г.

Публикации: По теме диссертации опубликовано 10 научных статей, в том числе 9 статей в журналах, рецензируемых ВАК РФ [1, 3, 4, 5, 6, 7, 8], и 3 статьи, в журналах рецензируемых международными системами цитирования *Scopus* [4, 5, 6]. Общий объем опубликованных работ - 2,3 п.л.

Структура и объем работы. Диссертационная работа содержит 151 страница основного текста, 68 рисунков, 5 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, общих выводов, списка литературы, включающего 102 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении проанализирована целесообразность исследования локального теплообмена в двигателе, конвертированном на газообразный водород. Обоснована актуальность, научная новизна и практическая ценность работы, дана общая характеристика диссертации.

В первой главе рассмотрены преимущества водорода как альтернативного моторного топлива в поршневом водородном двигателе, приведен анализ особенностей рабочего процесса водородного двигателя. Проанализированы работы по исследованию рабочего процесса и теплообмена в традиционных и водородных двигателях, изложенные в трудах российских и зарубежных исследователей: И.Л. Варшавского, В.И. Ерохова, А.А. Зеленцова, Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе, А.И. Мищенко, Д.О. Онищенко, М.Р. Петриченко, М.Г. Шатрова, Н.Д. Чайнова, G. Woschni, H. Rottengruber, K. Zeilinger, H. Eiclseder, Baigan Sun, Yichun Wang, T. Shudo, S. Nabetani, Y. Nakajima, S. Hiroyuki и др.

На основе проведенного анализа работ по данной тематике была поставлена цель диссертационной работы и определены задачи, решение которых необходимо для ее достижения (см. выше).

Вторая глава посвящена выбору математической модели рабочего процесса и локального нестационарного теплообмена в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием и верификацию 3D- модели рабочего процесса водородного двигателя с применением результатов экспериментального исследования. Математическая модель основана на фундаментальных уравнениях турбулентного переноса количества движения (Навье-Стокса), энергии (Фурье-Кирхгофа), диффузии (Фика), а также уравнения неразрывности. Система уравнений (Форма Рейнольдса) приводится в виде

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{Dt} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \cdot \overline{W'_i W'_j} \right]; \\ \bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{Dt} &= \bar{G}_i \bar{W}_i + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \cdot \overline{T' W'_j} \right) + \bar{w}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \bar{q}_{Rj}}{\partial x_j}; \quad (1) \\ \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{W}_j) &= 0; \quad \frac{D\bar{C}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \overline{C' W'_j} \right) + \bar{m}, \end{aligned}$$

где D/Dt - субстанциональная производная; ρ - плотность, кг/м^3 ; p - давление, Па; G_i - проекция вектора плотности объемных сил, Н/м^3 , на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат; C - концентрация, кг/м^3 ; H - полная удельная энергия, Дж/кг ; μ - динамическая вязкость, $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$; c_p - теплоемкость при постоянном давлении, $\text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; w_r - скорость химической реакции на единицу объема, $\text{кг/(м}^3\cdot\text{с)}$; Q_r - количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг ; λ - теплопроводность, $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$; δ_{ij} - символ Кронекера; D - коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$; \dot{m} - интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема), $\text{кг/(м}^3\cdot\text{с)}$, W - вектор скорости.

В данной диссертационной работе для замыкания системы уравнений (1) используется относительно новая k - ζ - f - модель турбулентности, специально разработанная RANS-модель для моделирования процессов в поршневых двигателях. k - ζ - f - модель турбулентности, как показывает ее название, состоит из трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Dk}{Dt} &= \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \rho \frac{C_{\varepsilon 1}^* P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\zeta}{Dt} &= \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right].\end{aligned}\quad (2)$$

Для моделирования теплообмена в пограничном слое - использование модели, основанной пристеночных функциях. Распределения скорости и температуры в турбулентном пограничном слое задаются в безразмерных координатах закона стенки (y^+ - безразмерное расстояние от стенки, u^+ - безразмерная скорость):

$$\mu^+ = C_\mu^{1/4} \frac{\bar{k}_p^{1/2}}{u} u_p; \quad y^+ = C_\mu^{1/4} \frac{\rho \bar{k}_p^{1/2} y_p}{\mu}, \quad (3)$$

где индекс p - значение параметров в центральной точке контрольного объема, расположенного непосредственно у стенки.

Средняя безразмерная температура рассчитывается по формуле

$$T^+ = C_\mu^{1/4} \bar{k}_p^{-1/2} \frac{\rho c_p (T_p - T_w)}{q_w} \quad (4)$$

и её распределение задается по логарифмическому закону

$$T^+ = \text{Pr}_T \left[\frac{1}{\alpha} \ln(E y^+) + Y \right], \quad (5)$$

где

$$Y = 2,94 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_T} \right)^{0,75} - 1 \right] \left[1 + 0,28 \exp \left(-0,007 \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_T} \right) \right]. \quad (6)$$

В выражениях (5), (6) турбулентное число Прандтля $\text{Pr}_T = \frac{v_T}{a_T}$ и теплоемкость c_p вычисляются для средней температуры; T_p - температура в центральной точке

контрольного объема, расположенного непосредственно у стенки; T_w - температура на поверхности стенки; q_w - плотность теплового потока на стенке. Из выражения (4) определяется плотность теплового потока на стенке, Вт/м²,

$$q_w = C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} \rho c_p (T_p - T_w) \left\{ \text{Pr}_T \left[\frac{1}{\text{Sc}} \ln(Ey^+) + Y \right] \right\}^{-1}. \quad (7)$$

Скорость диссипации кинетической энергии турбулентности оценивается подобными аргументами, допуская линейную вариацию масштаба длины в зависимости от расстояния от стенки:

$$\varepsilon_p = C_\mu^{3/4} \frac{k_p^{3/2}}{\text{Sc}_p}. \quad (8)$$

Для моделирования процесса сгорания обосновано применение расширенной модели когерентного пламени (ECFM-модели) - рекомендованной для бензиновых и газовых двигателей с искровым зажиганием. Реализация 3D-математической модели внутрицилиндровых процессов была произведена с помощью коммерческой CRFD-программы FIRE, разработанной фирмой AVL List GmbH (Австрия).

Объектом исследований является водородный двигатель, созданный на базе серийного, 4-цилиндрового, атмосферного ДВС с электронным, многоточечным впрыскиванием бензина во впускную систему. Базовый двигатель CA20 был предоставлен производителем - Китайской автомобильной компанией Чанань. Конвертирование данного двигателя на водород было осуществлено в Пекинском технологическом институте (ПТИ) - Beijing Institute of Technology (BIT) с целью проведения соответствующих экспериментов. Основные технические данные экспериментального двигателя, конвертированного на водород, приведены в Таблице 1.

Таблица 1.

Технические данные экспериментального двигателя CA20, конвертированного на водород

Параметр	Значение
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра/ ход поршня, D/S, мм/мм	86/86
Длина шатуна, l , мм	142, 8
Степень сжатия, ε , -	10
Система охлаждения	Жидкостная
Номинальная мощность, N_e , кВт, (при частоте вращения n , мин ⁻¹)	60 (при $n=5500$ мин ⁻¹)
Максимальный крутящий момент, M_k , Н.м (при частоте вращения n , мин ⁻¹)	111 (при $n=4000$ мин ⁻¹)

В результате экспериментов, проведенных с целью исследования влияния α_v на протекание рабочего процесса водородного двигателя, установлено, что ограничение изменений коэффициента избытка воздуха пределами $\alpha_v=1,5-2,4$ обеспечивает стабильную работу опытного водородного двигателя без пропусков зажигания и аномальных явлений (обратная вспышка, преждевременное зажигание, детонация). В связи с этим, в дальнейшем экспериментальные исследования

для режимов $0,9 < \alpha_v < 1,5$ были ограничены и проводились только путем моделирования.

Верификация 3D- модели рабочего процесса водородного двигателя осуществлялась путем сравнения результатов численных экспериментов, полученных с применением коммерческого 3D CRFD-кода AVL FIRE, с результатами натурных экспериментов, проведенных в стендовых условиях в лаборатории ПТИ при непосредственном участии автора. На Рисунке 1 приведен пример сопоставления индикаторных диаграмм, полученных по результатам моделирования и непосредственного измерения давления в цилиндре водородного двигателя пьезокварцевым датчиком Kistler. Отклонение данных моделирования давления от его измеренных значений не превышало 1-2%.

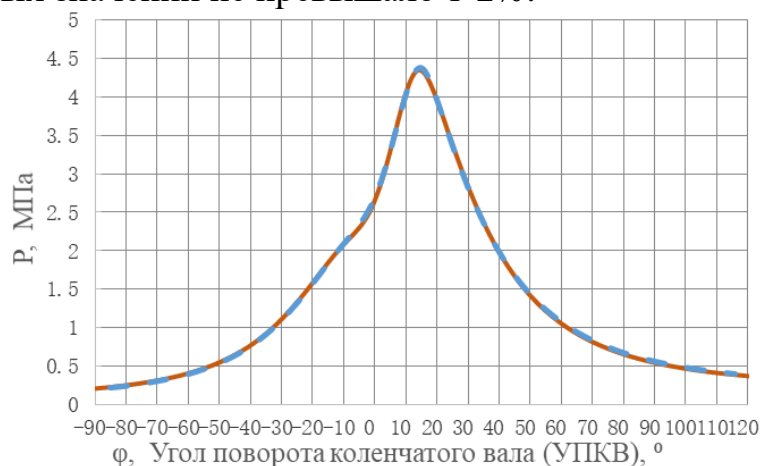


Рисунок 1. Сопоставление экспериментальной (—) и расчетной (---) индикаторных диаграмм водородного двигателя.

Режим: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\phi_{\text{зж}} = 15^\circ$, $\alpha_v = 1,64$.

Третья глава посвящается исследованию индикаторных показателей, локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха. При этом использован следующий подход: применение результатов моделирования нестационарного локального теплообмена в камере сгорания водородного двигателя $\alpha(\tau)$ и $T(\tau)$ в качестве граничных условий 3-его рода для решения краевой задачи теплопроводности поршня осуществлено на основе понятия результирующего теплообмена; получены значения результирующей температуры \bar{T}_∞ рабочего тела и осредненного за рабочий цикл коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для отдельных зон огневой поверхности поршня, с применением которых рассчитывается стационарное тепловое состояние поршня на данном режиме работы водородного двигателя:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{\Delta\tau} \int_0^{\tau_k} \alpha d\tau; \bar{T}_\infty = \frac{\int_0^{\tau_k} \alpha T_\infty d\tau}{\int_0^{\tau_k} \alpha d\tau} \stackrel{\text{def}}{=} T_{\infty \text{ рез}}. \quad (9)$$

После определения термических граничных условий с применением 3D-модели рабочего процесса, реализованного в 3D CRFD-кодах AVL-FIRE, моделирование теплового состояния поршня водородного ДВС в 3D-постановке осуществляется на основе программного комплекса ANSYS (Рисунок 2).

В диссертации приведены температурные поля поршня водородного двигателя на всех исследуемых режимах в зависимости от значений коэффициента избытка воздуха $\alpha_B = \text{var}$. На Рисунке 2 в качестве примера рассмотрен один из режимов. Анализ полученных результатов моделирования теплового состояния поршня, в частности изменения локальных температур t_{max} и t_{BK} в зависимости от коэффициента избытка воздуха (Рисунок 2, в), показал, что при $\alpha_B = 1,163$ значение

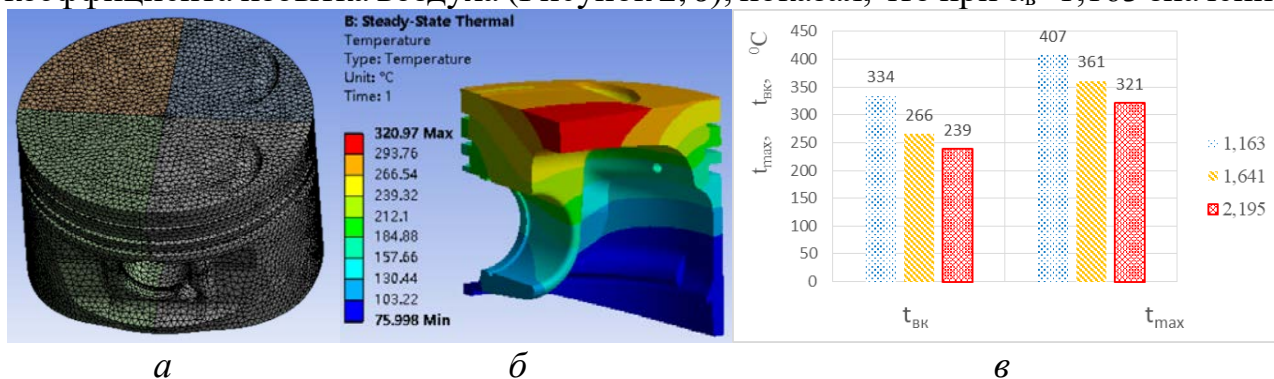


Рисунок 2. Моделирование теплового состояния поршня: а - представление конструкции поршня водородного двигателя в виде конечных элементов в результате генерации сетки в программе ANSYS; б - температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) поршня водородного двигателя при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\phi_{\text{зак}}=15^{\circ}$ УПКВ; $\alpha_B=2,195$; в - изменения локальных температур: максимальной температуры поршня t_{max} и температуры в области верхнего компрессионного кольца t_{BK} в зависимости от коэффициента избытка воздуха при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\phi_{\text{зак}}=15^{\circ}$ УПКВ.

локальной температуры в области верхнего компрессионного кольца $t_{\text{BK}} = 334^{\circ}\text{C}$ заметно превышает 250°C - допустимую температуру, выше которой возникает опасность выгорания смазочного масла и образования нагара в кольцевых канавках, приводящая к ухудшению компрессии и задиру поршня. Таким образом, работа водородного двигателя на обогащенных горючих смесях или на смесях, состав которых ближе стехиометрическому, не целесообразна не только с точки зрения возникновения указанных выше аномальных процессов сгорания, но и с точки зрения теплового состояния поршня и надежности двигателя в целом.

Четвертая глава посвящена анализу влияния регулируемых (угол опережения зажигания, частота вращения коленчатого вала) и конструктивных параметров (особенности конструкции поршня) на индикаторные показатели, на локальный нестационарный теплообмен в камере сгорания и на тепловое состояние поршня водородного двигателя. Изложен сравнительный анализ процесса теплообмена в камерах сгорания водородного и бензинового двигателей. Установлено, что величина тепловых потерь в стенку в водородном двигателе по сравнению с базовым бензиновым ДВС имеет тенденцию роста, связанную с гашением пламени при использовании традиционных углеводородных топлив.

В заключительной главе диссертации особое внимание уделено сравнительному анализу индикаторных показателей рабочего цикла и процесса теплообмена в камерах сгорания водородного и бензинового двигателей. Установлено, что при идентичных значениях регулируемых параметров $n=\text{idem}$ и $\phi_{\text{зак}}=\text{idem}$, когда коэффициент избытка воздуха в бензиновом двигателе $\alpha_B \approx 1$, а в водород-

ном двигателе имеет минимальное допустимое, ближе стехиометрическому значению ($\alpha_v=1,266$), максимальное давление p_z , и соответственно максимальная температура T_z цикла в цилиндре водородного двигателя выше, чем у базового бензинового двигателя (Рисунки 3, а и 3, б).

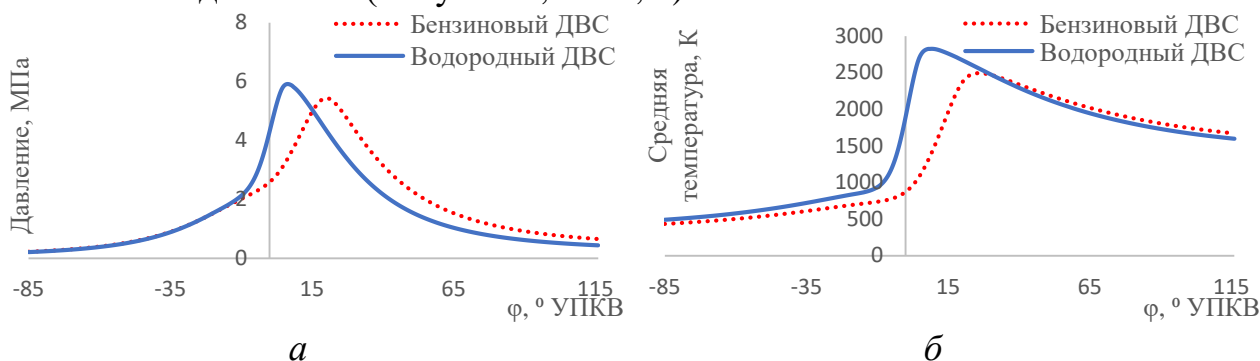


Рисунок 3. Сопоставление рабочих процессов бензинового и водородного ДВС: а - индикаторные диаграммы и б - средние температуры в цилиндре бензинового ($\alpha_v=1,049$) и водородного ($\alpha_v=1,266$) ДВС при $n=2500 \text{ мин}^{-1}$.

Исследования влияния угла опережения зажигания на локальный теплообмен в камере сгорания и на тепловое состояние поршня водородного двигателя проводились на различных скоростных режимах работы двигателя при $\alpha_v \approx \text{idem}$. Сравнительный анализ результатов, полученных для режимов $n=3000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_v=1,641$ при $\varphi_{\text{зж}}=3^\circ, 7^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 25^\circ$ УПКВ и $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_v=1,69$ при $\varphi_{\text{зж}}=6^\circ, 7^\circ, 9^\circ, 12^\circ, 14^\circ$ УПКВ показал, что при почти одинаковых коэффициентах избытка воздуха увеличение угла опережения зажигания в исследуемых диапазонах приводит к росту локальных температур в характерных зонах поршня независимо от скоростного режима работы двигателя. Это объясняется тем, что при ранних зажиганиях (т.е. при больших $\varphi_{\text{зж}}$), несмотря на бедный состав смеси и относительно низкую ее температуру к моменту ее зажигания, воспламенение водорода происходит нормально, однако увеличение $\varphi_{\text{зж}}$ приводит к снижению начальной температуры смеси (температуры к моменту зажигания в процессе сжатия). Со снижением начальной температуры скорость фронта пламени замедляется и огневая поверхность поршня более длительное время находится под тепловыми нагрузками со стороны высокотемпературного рабочего тела. Увеличение тепловых нагрузок на всех поверхностях КС способствует увеличению локальных температур деталей, образующих КС, в частности поршня. По результатам анализа экспериментальных и расчетных индикаторных диаграмм и соответствующих диаграмм изменения осредненной по объему цилиндра температуры были определены оптимальные значения угла опережения зажигания в зависимости от режима работы исследуемого водородного двигателя: $\varphi_{\text{зж}}=15^\circ$ УПКВ для режима $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha_v=1,641$, и $\varphi_{\text{зж}}=14^\circ$ УПКВ для режима $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha_v=1,69$. Для режима $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha_v=1,641$ при оптимальном $\varphi_{\text{зж}}=15^\circ$, например, максимальная температура поршня, наблюдаемая в центральной части его огневой поверхности, составляет $t_{\text{max}}=360^\circ\text{C}$, а в области верхнего компрессионного кольца $t_{\text{вк}}=266^\circ\text{C}$, а для режима $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_v=1,69$, $\varphi_{\text{зж}}=14^\circ$ $t_{\text{max}}=408^\circ\text{C}$, $t_{\text{вк}}=297^\circ\text{C}$. Заметный рост указанных температур объясняется интенсификацией конвективного теплообмена в пристеночных слоях. Действительно, увеличение

частоты вращения коленчатого вала, а в результате и скорости перемещения поршня, приводящее к увеличению скорости перемещения высокотемпературного рабочего тела в цилиндре, способствует интенсификацию конвективной теплоотдачи в пристеночных слоях в цилиндре, что подтверждается максимальными значениями коэффициентов теплообмена во всех локальных зонах огневой поверхности поршня. Установлено, что с увеличением частоты вращения с

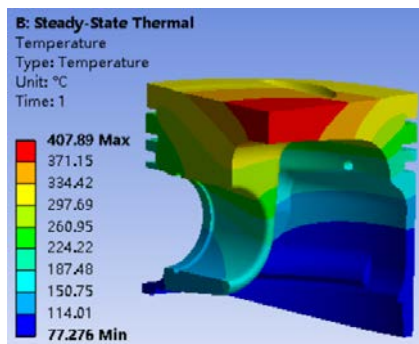
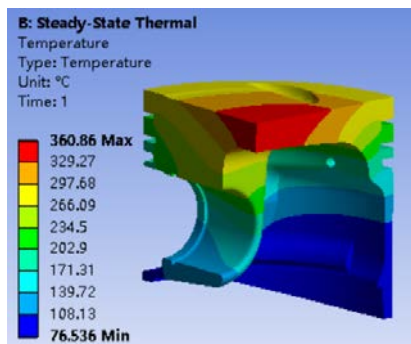


Рисунок 4. Тепловое состояние поршня при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_{\text{в03.}}=1,64$, $\varphi = 15^\circ$ (слева) и при $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha_{\text{в03.}}=1,69$, $\varphi = 14^\circ$ (справа).

$n=3000 \text{ мин}^{-1}$ до $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ при относительно небольших изменениях нагрузочного (с $\alpha_{\text{в}}=1,64$ до $\alpha_{\text{в}}=1,69$, соответственно) и регулировочного (с $\varphi_{\text{зж}}=15^\circ$ до $\varphi_{\text{зж}}=14^\circ$, соответственно) параметров, максимальные мгновенные значения коэф-

фициентов теплоотдачи α_{max} (τ) по отдельны зонам огневой поверхности поршня повышаются примерно на 12-17%. Изменение интенсивности конвекции на поверхности поршня в зависимости от скоростного режима работы водородного двигателя отражается на тепловое состояние поршня: увеличение частоты вращения с $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ до $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ сопровождается ростом температур t_{max} и $t_{\text{вк}}$ на 47°C и 31°C , соответственно (Рисунок 4).

Особенность конструкции поршня исследуемого водородного двигателя, унаследовавшая от базового бензинового двигателя – наличие на огневой поверхности выточек, расположенных под впускными клапанами (Рисунки 5, а и 5, б). В данной работе были проведены численные эксперименты по исследованию влияния указанных выточек на локальный теплообмен и тепловое состояния поршня. С целью исследования роли выточек на распределение термических граничных условий на поверхности поршня и на его тепловое состояние в целом проведем сопоставление результатов моделирования конвективной теплоотдачи на характерных периферийных зонах 65 и 71 огневой поверхности поршня (Рисунок 5, а). При оптимальном угле опережения зажигания $\varphi_{\text{зж}}=15^\circ$ УПКВ в зоне 65, где расположена выточка для клапана, имеем $\alpha_{\text{max}}=1316 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. В зоне 71 (плоская поверхность без выточки), расположенной точно на таком же расстоянии от центра поршня, как и зона 65 (симметрично по отношению оси поршня), максимальное мгновенное значение коэффициента теплоотдачи достигает значения $\alpha_{\text{max}}=1337 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, т.е. разница составляет примерно 2%. Кроме того, сопоставление диаграмм изменения коэффициентов теплоотдачи, полученных для различных углов опережения зажигания $\varphi_{\text{зж}}=\text{var}$, указывает на аналогию между характерами протекания процесса самого теплообмена в зонах 65 и 71. Сопоставление осредненных за цикл коэффициентов теплоотдачи в этих зонах и соответствующих результирующих температур также показывают, что наличие выточек

практически не влияет на величину термических нагрузок. Незначительная разница между коэффициентами теплоотдачи в указанных зонах позволяет заключить, что турбулентность рабочего тела, генерированная геометрической формой и размерами выточек, невелика и не приводит к заметной интенсификации теплоотдачи в зоне 65. Для окончательного выяснения роли выточек на огневой поверхности поршня в интенсификации локального теплообмена в КС был проведен численный эксперимент по исследованию конвективного теплообмена для поршня без выточек (Рисунок 5, в). В результате анализа полученных данных установлено, что ни термические граничные условия, ни температурные поля, для обоих поршней на идентичных режимах работы незначительно отличаются, и что указанное на Рисунке 5 отличие в их конструкциях на термические нагрузки со стороны рабочего тела и на тепловое состояние поршня влияет не существенно.

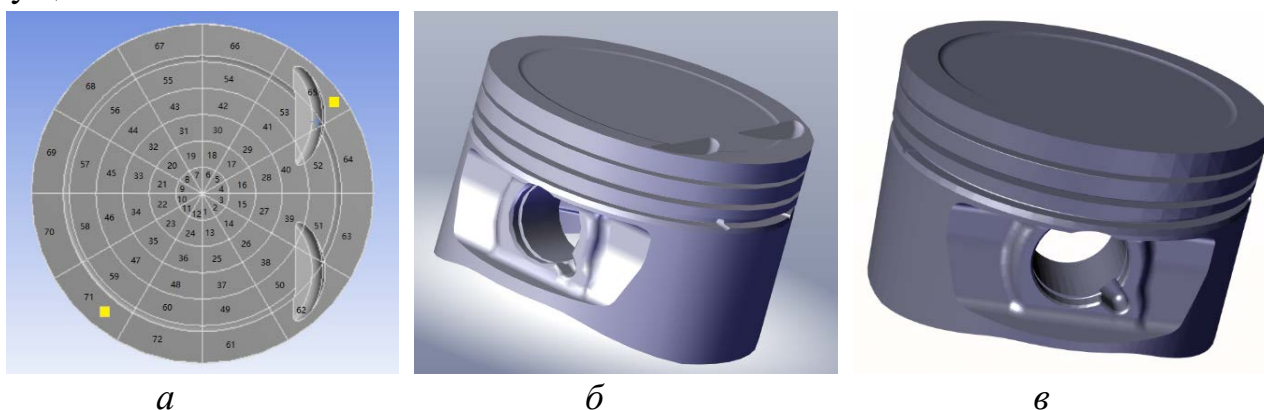


Рисунок 5. Твёрдотельная модель поршня: *а* - расположение зон на огневой поверхности поршня; *б* - реальная конструкция поршня базового и водородного двигателей с выточками; *в* - упрощенная конструкция поршня без выточек.

Важным конструктивным фактором, влияющим на локальный теплообмен в камере сгорания и на тепловое состояние поршня водородного двигателя является зазор (щель) между поверхностями жарового пояса поршня и гильзы, расположенный выше верхнего компрессионного кольца (Рисунок 6, *а*). В данной диссертации предложена, а в последствии доказана по результатам измерения локального нестационарного теплового потока на поверхности жарового пояса поршня и моделирования теплового состояния поршня гипотеза о том, что проникновение водородно-воздушного пламени в указанной щели приводит к дополнительной отдаче тепла к поршню, т.е. к повышению тепловых потерь при замене традиционных моторных топлив на водород. Последний факт, неоднократно наблюдаемый в экспериментальных исследованиях разных авторов (Т. Shudo и др.), однако не имеющий до настоящего времени научного обоснования, впервые детально исследован, раскрыт и обоснован на основе предложенной гипотезы.

По результатам исследования особенности горения водорода, в том числе и в области противопожарной безопасности, известно, что критическое (предельное) значение расстояния гашения пламени водородно-воздушной смеси, т.е. величина зазора, куда не может проникнуть пламя составляет $l_{кр\ H_2} \approx 0,125$ мм, что

почти в два раза меньше по сравнению с зазором на исследуемом экспериментальном двигателе в горячем состоянии ($l \approx 0,2$ мм). Очевидно, что в таком случае в указанном зазоре имеется полноценное горение водорода, сопровождаемое интенсивным теплообменом. Для бензино-воздушной смеси критическое расстояние гашения пламени $l_{кр \text{ бенз}} \approx 0,5$ мм, что значительно больше с реальным зазором при горячем экспериментальном двигателе ($l \approx 0,2$ мм), пламя бензино-воздушной смеси в зазоре гаснет, т.е. сгорание бензина отсутствует, а температура и интенсивность конвективной теплоотдачи падает. Очевидно, что тепловые потери в стенку камеры сгорания в таком случае будут меньше, чем в водородном двигателе. Измерения нестационарного теплового потока на поверхности жарового пояса поршня, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана на дизеле КамАЗ-7405, для которого величина указанного зазора в горячем состоянии $l \approx 0,35$ мм, а критическое расстояние гашения пламени примерно такое же, как для бензино-воздушной смеси $l_{кр \text{ диз}} \approx 0,5$ мм, показали, что суммарный за цикл тепловой поток (в результате отвода и подвода теплоты) примерно равен нулю. Это указывает на то, что в случае использования традиционных углеводородных топлив в зазор пламя не проникает и теплообмен в зазоре отсутствует.

На Рисунке 6, б приведено расположение локальных зон на огневом днище поршня, используемое и раньше для моделирования теплового состояния поршня, и на боковой и внутренней поверхности поршня, где зона 73 представляет собой поверхность его жарового пояса. С целью оценки роли гашения пламени в процессе теплообмена в камере сгорания и оценки теплового состояния поршня водородного двигателя были проведены два варианта численных экспериментов: 1. Пламя водородно-воздушной смеси в щели между поршнем и зеркалом цилиндра выше первого компрессионного кольца не проникает, т.е. имеет место гашение пламени, граничное условие 3-его рода имеет вид $\bar{\alpha} \approx 0$; 2. Пламя водородно-воздушной смеси проникает в щели между поршнем и зеркалом цилиндра выше первого компрессионного кольца, т.е. в щели идут процессы сгорания, тепловыделения и теплообмена. В таком случае интенсивность теплоотдачи на поверхности жарового пояса поршня в первом приближении можно задавать примерно такую, как на периферийной зоне 70 огневого днища поршня (см. Рисунок 5, а). В случае без гашения пламени интенсивная теплоотдача увеличивает тепловые потери в стенку, повышая при этом локальные температуры в характерных областях поршня водородного двигателя (Рисунки 6, в и 6, г).

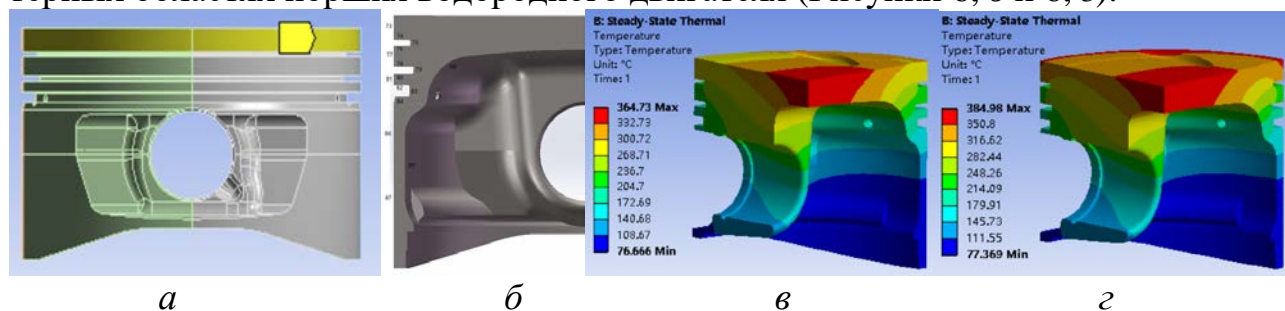


Рисунок 6. Численные эксперименты при гашении пламени и без гашения пламени: а - конструкция поршня бензинового двигателя, конвертированного на водород (высота жарового пояса поршня, выделенная цветом, составляет 5,5 мм); б

- расположение зон на боковой поверхности поршня (зона 73 - поверхность жарового пояса поршня); ϵ - тепловое состояние поршня водородного двигателя на режиме $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ с нулевыми граничными условиями ($\bar{\alpha} \approx 0$) на поверхности жарового пояса, имитирующими гашение пламени; ϵ - тепловое состояние поршня водородного двигателя на режиме $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ с граничными условиями ($\bar{\alpha}=789 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$) и $T_{\infty \text{ рез}}=1165^\circ\text{C}$) на поверхности жарового пояса, имитирующими проникновение пламени в щели.

Следует заметить, что при моделировании теплонапряженного состояния поршней традиционных ДВС с целью получения совпадения измеренных и расчетных локальных температур на поверхности жарового пояса обычно без объяснения причин задают нулевые (или близкие к ним) значения тепловых потоков. Тенденция снижения объема указанного зазора, заметная в современных двигателях, осуществляемая поднятием верхнего компрессионного кольца как можно выше и нацеленная на снижение количества не сгоревших углеводородов СН, указывает на важность исследования вопросов тепловыделения и теплообмена в зазоре. Следует отметить также, что увеличению тепловых потерь в камере сгорания водородного двигателя по сравнению с традиционным бензиновым двигателем способствует еще и тот факт, что в водородном двигателе имеет место полная декарбонизация продуктов сгорания и на тепловоспринимающих поверхностях не происходит образование слоя нагара, имеющего низкую теплопроводность и играющего роль естественного теплоизолятора при сгорании углеводородных топлив.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1. Для определения термических нагрузок на основные детали, в частности на поршень, водородного двигателя с внешним смесеобразованием разработана и реализована 3D-математическая модель рабочего процесса и локального нестационарного теплообмена в камере сгорания. Модель основана на фундаментальных уравнениях переноса типа Навье-Стокса, записанных в форме Рейнольдса. Система уравнений замыкается $k-\zeta-f$ - моделью турбулентности, предназначенной для моделирования внутрицилиндровых процессов в ДВС. Для моделирования процесса сгорания водорода обосновано применение расширенной модели когерентного пламени (ECFM-модели), а для моделирования теплообмена в пограничном слое - использование модели на основе пристеночных функций. Реализация модели проводилась с применением 3D CRFD-кода AVL FIRE, а верификация - путем сравнения расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм, снятых на различных режимах работы экспериментального водородного двигателя. Задача определения термических граничных условий для моделирования теплового состояния деталей водородного двигателя с внешним смесеобразованием в такой постановке решается впервые.

2. Стендовыми испытаниями экспериментального водородного двигателя, проведенными во всем диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов, были определены его индикаторные и эффективные показатели. Установлено, что ограничение изменений коэффициента избытка воздуха пределами

$\alpha_b=1,5-2,4$ обеспечивает нормальную, стабильную работу двигателя без пропусков зажигания и аномальных явлений (обратная вспышка, преждевременное зажигание, детонация).

3. По результатам экспериментальных исследований водородного ($\alpha_b=1,266$) и базового бензинового ($\alpha_b=1,049$) двигателей установлено, что при идентичных скоростных режимах значения максимальной температуры цикла и температуры выпускных газов, а в целом температурный уровень рабочего процесса при работе на водороде выше, чем на бензине. Температура остаточных газов, превышающая температуру самовоспламенения водорода, может стать причиной появления указанных аномальных явлений. Роль температуры поверхности камеры сгорания в возникновении этих явлений в водородном двигателе ничтожно мала.

4. Численные эксперименты по исследованию влияния коэффициента избытка воздуха на локальный теплообмен в камерах сгорания и тепловое состояние поршней водородного ($\alpha_b \geq 1,5$) и базового бензинового ($\alpha_b \approx 1,0$) двигателей проведены с применением соответствующих значений результирующей температуры \bar{T}_∞ рабочего тела и осредненного за рабочий цикл коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$, определенных на основе результатов 3D-моделирования нестационарных термических нагрузок на отдельные зоны огневой поверхности поршня. Установлено, что работа исследуемого водородного двигателя на обедненных смесях $\alpha_b \geq 1,5$ не только предотвращает аномальные процессы сгорания, что было подтверждено экспериментальными исследованиями, но и существенно снижает тепловые нагрузки на основные детали, в частности, на поршень.

5. Центральное расположение свечи зажигания, конструкция КС и поршня способствуют возникновению высоких термических нагрузок в центральной части огневой поверхности поршня. Снижение этих нагрузок возможно обеднением водородно-воздушной смеси: например, в указанной части поверхности поршня при почти двукратном увеличении коэффициента избытка воздуха с $\alpha_b=1,163$ до $\alpha_b=2,195$ максимальное значение нестационарного коэффициента теплоотдачи снижается с $\alpha_{\max}=1555$ Вт/(м²К) до $\alpha_{\max}=1356$ Вт/(м²К), т.е. примерно на 12%. На периферийных зонах разница составляет 10%.

6. При приближении состава водородно-воздушной смеси к стехиометрическому ($\alpha_b=1,163$) максимальная величина локальной температуры поршня в центральной части огневого днища на режиме $n=3000$ мин⁻¹ достигает $t_{\max}=407,4^\circ\text{C}$. Обеднение смеси до $\alpha_b=1,641$ снижает эту температуру до $t_{\max}=361^\circ\text{C}$, а обеднение до $\alpha_b=2,195$ приводит к $t_{\max}=321^\circ\text{C}$. Значение локальной температуры поршня в области верхнего компрессионного кольца, например, на том же режиме при $\alpha_b=1,163$ достигает $t_{\text{вк}}=334^\circ\text{C}$, что заметно превышает 250°C - допустимую температуру, выше которой возникает опасность выгорания минерального смазочного масла и образования нагара в кольцевых канавках, приводящая к ухудшению компрессии и задиру поршня. Обеднение смеси до $\alpha_b=2,195$ снижает эту температуру до $t_{\text{вк}}=239^\circ\text{C}$.

7. Значение минимальной локальной температуры поверхности поршня, имеющееся в нижней части его юбки, на всех исследуемых режимах работы водородного двигателя находится в пределах $t_{\min}=75-78^\circ\text{C}$. Тем не менее, с целью снижения локальных температур на тепловоспринимающей поверхности

поршня на режимах $\alpha_v \leq 1,5$ целесообразно принять меры для усиления теплоотвода от огневого днища. В случае работы при $\alpha_v \approx 2,0$ и, тем более, при $\alpha_v > 2,0$ принятие мер для интенсификации охлаждения поршня не требуется.

8. Тепловое состояние поршня в зависимости от угла опережения зажигания моделировалось на режимах работы водородного двигателя: $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ и $n=5000 \text{ мин}^{-1}$ при почти одинаковых коэффициентах избытка воздуха ($\alpha_v=1,641$ и $\alpha_v=1,69$ соответственно). Увеличение $\varphi_{\text{зж}}$ в исследуемом диапазоне приводит к росту локальных температур в характерных зонах поршня независимо от скоростного режима работы двигателя.

9. При относительно несильном обеднении смеси ($\alpha_v=1,266$) тепловые нагрузки в водородном двигателе выше, чем у базового бензинового двигателя ($\alpha_v \approx 1$). Более сильное обеднение смеси ($\alpha_v > 1,5$) приводит к обратной картине - тепловые нагрузки в водородном двигателе уменьшаются по сравнению с бензиновым. Влияние степени РОГ z на тепловое состояние поршня незначительно: введение РОГ ($z=15\%$) на режиме $\alpha_v=1,56$ и $n=1000 \text{ мин}^{-1}$, например, по сравнению с $z=0$ приводит к снижению максимальной локальной температуры поршня ($T_{\text{max}}=300^\circ\text{C}$) в центральной части огневого днища на $3-5^\circ\text{C}$, что объясняется снижением коэффициента избытка воздуха до $\alpha_v=1,42$.

10. Наличие подклапанных выточек (углублений) на огневом днище поршня экспериментального водородного двигателя не способствуют существенному повышению локальной пристеночной турбулентности рабочего тела, и не оказывают заметное влияние на локальные тепловые нагрузки и на тепловое состояние поршня.

11. Оценка теплоотдачи в стенку КС в исследуемом водородном двигателе подтвердила факт, ранее наблюдаемый в экспериментальных исследованиях разных авторов (Т. Shudo и др.), однако не имеющий до настоящего времени научного обоснования - почему замена традиционных топлив на водород приводит к дополнительным тепловым потерям. В диссертации выдвинута и по результатам моделирования и измерения нестационарного теплового потока на поверхности поршня в области верхнего компрессионного кольца доказана гипотеза о том, что пламя при горении водорода проникает в зазор между поверхностями жарового пояса поршня и гильзы, а в случае горения бензина (или дизельного топлива) в зазоре происходит гашение пламени.

12. Установлено, что критическое значение расстояния гашения пламени водородно-воздушной смеси, т.е. величина зазора, куда не может проникнуть пламя $l_{\text{кр H}_2} \approx 0,125 \text{ мм}$, что почти в два раза меньше по сравнению с зазором на исследуемом экспериментальном двигателе в горячем состоянии ($l \approx 0,2 \text{ мм}$) и в зазоре идет процесс горения водорода, сопровождаемый интенсивным теплообменом. Для бензино-воздушной смеси $l_{\text{кр бенз}} \approx 0,5 \text{ мм}$ и пламя в зазор гаснет. Отсутствие интенсивной теплоотдачи в зазоре приводит к снижению тепловых потерь в бензиновом двигателе.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Сравнительный анализ образования оксидов азота в камерах сгорания традиционного и водородного дизелей / Жунжун Чэн [и др.] // Транспорт на альтернативном топливе. № 6 (72). 2019. С. 38-46 (0,70 п.л./0,25 п.л.).
2. Effect of Vortex Motion Charge on Non-Stationary Heat Transfer in the Combustion Chamber of a Hydrogen Diesel / Rongrong Cheng [et al.] // International Scientific Journal Problems of Mechanics. № 2 (79). 2020. Р. 37-41(0,50 п.л./0,15 п.л.).
3. Экспериментальное исследование рабочего процесса поршневого двигателя с впрыскиванием газообразного водорода во впускную систему / Жунжун Чэн [и др.] // Транспорт на альтернативном топливе. 2020. № 5 (77). С. 49-61(0,80 п.л./0,30 п.л.).
4. Локальный теплообмен в камере сгорания водородного двигателя, работающего на обедненной горючей смеси / Жунжун Чэн [и др.] // РАН. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 1. С. 97-107. (0,70 п.л./0,20 п.л.).
Local Heat Exchange in the Combustion Chamber of a Hydrogen Engine Running on a Lean Fuel Mixture / Rongrong Cheng [et al.] // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2021. № 1. Р. 79-87. (0,70 п.л./0,20 п.л.).
5. Экспериментальное исследование и 3D-моделирование рабочего процесса водородного двигателя, работающего на обедненной смеси / Жунжун Чэн [и др.] // Вестник Машиностроения. 2021. № 1. С. 28-34. (0,50 п.л./0,15 п.л.).
Experimental Study and 3D Modeling of Working Process of Hydrogen Engine Running on Lean Fuel Mixture / Rongrong Cheng [et al.] // Russian Engineering Research. 2021. № 1. Р. 296-301. (0,50 п.л./0,15 п.л.).
6. Influence of the exhaust gas recirculation on formation of NO_x in the hydrogen engine working on the leaked mixture (Experiment and 3D modeling) / Rongrong Cheng [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 1100 Art. 012013. 2021. Р.1-7. (0,60 п.л./0,20 п.л.).
7. Влияние регулируемых параметров рабочего процесса на образование оксидов азота в водородном двигателе / Жунжун Чэн [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 11. С. 27-35. (0,85 п.л./0,40 п.л.).
8. Эффективные показатели водородного двигателя с модифицированной системой топливоподачи при работе на обедненной смеси / Жунжун Чэн [и др.] // Труды НАМИ. 2021. № 3 (286). С. 57-65. (0,70 п.л./0,30 п.л.).