

На правах рукописи



Краснов Владимир Михайлович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ
СГОРАНИЯ ВОДОРОДНОГО ДИЗЕЛЯ**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2016

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» на кафедре поршневых двигателей.

Научный руководитель: **Кавтарадзе Реваз Зурабович**
доктор технических наук, профессор
кафедры поршневых двигателей
ФГБОУ ВО «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 государственный
- машиностроительный университет «МАМИ»

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

Ведущее предприятие: Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого»

Защита диссертации состоится 25 октября 2016г. в 16 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 на сайте www.bmstu.ru и 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 «9» сентября 2016г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н. доцент



Тумашев Р.З.

Актуальность проблемы. Нефтяной кризис оказывает существенное влияние на геополитику, заставляя государства постоянно бороться за позиции владельцев и распорядителей природных ресурсов. Основным потребителем нефтепродуктов является мировая энергетика, самым многочисленным представителем которой является поршневой двигатель благодаря высокому КПД и низкому удельному расходу топлива. Население Земли растет, а значит, растет и количество потребителей углеводородных топлив. Количество нефтяных запасов, напротив, сокращается, что неизбежно приводит к увеличению их стоимости. Тем не менее, общая масса вредных выбросов в атмосферу увеличивается, ухудшая тем самым экологическую обстановку. Стоимость моторного топлива увеличивается, а вместе с ним увеличивается и стоимость использования двигателей. Учитывая вышеизложенные обстоятельства, следует обратить повышенное внимание на группу альтернативных топлив, в состав которой входят природный газ и водород. Первым шагом, очевидно, будет перевод всех потребителей на природный газ ввиду его относительно низкой стоимости и большого количества в недрах Земли. Следующим шагом вполне обоснованно можно считать начало использования фактически неисчерпаемого источника энергии — водорода. Для обеспечения плавного перехода от одного топлива к другому прогнозируется на первом этапе сохранение возможности работы не только на альтернативном, но и на традиционном топливе, а в дальнейшем полный перевод на альтернативное топливо.

На данный момент среди водородных двигателей на транспорте основную долю составляют двигатели с воспламенением от электрической искры, работающие как на газообразном, так и на жидком водороде. Двигатель с воспламенением от сжатия, работающий на газообразном водороде с прямым впрыском в цилиндр, пока не реализован в серийных масштабах и мало исследован. Такой двигатель обладал бы очевидными преимуществами, присущими дизелю. В небольшом количестве исследовательских работ по данному направлению, проведенных за последние годы в МГТУ им. Н.Э. Баумана, в Мюнхенском техническом университете, а также на фирме MAN, доказана целесообразность создания дизеля с самовоспламенением газообразного водорода, указаны способы обеспечения стабильного протекания рабочих циклов, предложены методы улучшения эффективных и экологических показателей водородного дизеля.

В диссертационной работе рассматривается один из наиболее важных элементов математического моделирования внутрицилиндровых процессов водородного дизеля — локальный теплообмен в камере сгорания, обуславливающий термические граничные условия на тепловоспринимающие поверхности основных деталей, таких как поршень, головка цилиндра, гильза, клапаны. Благодаря высокому уровню развития методов численного моделирования и достаточной вычислительной мощности компьютеров становится возможным с приемлемой точностью прогнозировать термические граничные условия на поверхностях камеры сгорания, подвергающихся высоким тепло-

вым нагрузкам. Проблема становится особенно актуальной при конвертировании серийных дизелей, в которых процесс впрыскивания дизельного топлива заменяется впрыскиванием газообразного водорода. Очевидно, что при этом изменяются не только экологические параметры работы двигателя, но и условия протекания процессов локального теплообмена в камере сгорания. Следует подчеркнуть, что вопросы локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля практически не изучены, хотя они в первую очередь определяют теплонатяженные состояния основных деталей двигателя, а также надежность и долговечность дизеля в целом. Такое положение можно объяснить тем, что к проблемам создания водородного дизеля стали проявлять внимание только последние 10-15 лет, и основные интересы исследователей обращены на усовершенствование эффективных и экологических показателей двигателей с искровым зажиганием, использующих жидкий или газообразный водород в качестве моторного топлива.

Цель работы. Целью данной работы является исследование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода и его базовой модификации, работающей на традиционном дизельном топливе.

Основные задачи диссертационной работы.

1. Разработка 3D математической модели рабочего процесса и локального теплообмена в цилиндре дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода.

2. Верификация результатов моделирования по экспериментальным индикаторным диаграммам базового дизеля и водородного аналога, а также по экспериментальным значениям локальных температур поршня.

3. Анализ влияния конструктивных (степени сжатия, интенсивности вихревого движения заряда) и регулируемых (угла опережения впрыскивания газообразного водорода при его однократном впрыскивании, угла опережения впрыскивания пилотной дозы водорода при двукратном впрыскивании), а также обеспечению приемлемых тепловых нагрузок на основные детали водородного дизеля.

4. Проведение сравнительного анализа протекания процессов теплообмена в камере сгорания водородного и традиционного дизелей.

5. Выдача практических рекомендаций по оптимальному сочетанию конструктивных и регулируемых параметров, способствующих снижению локальных температур в водородном дизеле.

Научная новизна работы заключается в том, что

- локальный теплообмен в камере сгорания водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода исследуется впервые.
- впервые для оценки термических граничных условий в камере сгорания дизеля, конвертированного на газообразный водород, в рамках 3D-CFD кодов использованы современные модели турбулентности, горения и локального теплообмена.

- на базе 3D-CFD кода FIRE создан инструмент для исследования локального теплообмена в пристеночных слоях камеры сгорания дизеля, переведенного на газообразный водород.
- исследовано влияние конструктивных (степени сжатия, интенсивности вихревого движения заряда) и регулируемых (углы опережения впрыскивания и пилотной подачи водорода) параметров на локальный теплообмен в цилиндре водородного дизеля с учетом процессов нестационарного трехмерного движения и турбулентного сгорания топливовоздушной смеси.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теплофизики, гидро- и газодинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей;
- применением фундаментальных законов и уравнений теплофизики, газо- и гидродинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей, результатами верификации математических моделей;
- современных, хорошо апробированных моделей рабочего процесса, реализуемых в 3D-CFD коде AVL FIRE (лицензионное соглашение между фирмой AVL и МГТУ им. Н.Э. Баумана).
- применением надежных опытных данных:
 - а) по исследованию рабочего процесса водородного дизеля и базового двигателя на традиционном топливе, полученных в совместных исследованиях МГТУ им. Н.Э. Баумана и Мюнхенского технического университета, на фирме MAN;
 - б) по определению локальных температур поршня газового двигателя, полученных в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- разработан инструмент, позволяющий с достаточной точностью прогнозировать термические граничные условия на тепловоспринимающих поверхностях камеры сгорания, в частности определить тепловые нагрузки на поршень дизеля;
- определены значения конструктивных и регулируемых параметров, обеспечивающих оптимальные тепловые нагрузки на основные детали водородного дизеля;
- получены термические граничные условия для расчета теплонапряженного состояния основных деталей водородного дизеля.

Автор защищает:

- результаты исследования по влиянию конструктивных (степень сжатия, интенсивность вихревого движения заряда) и регулируемых (углы опережения впрыскивания и пилотной подачи водорода) параметров на процесс локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода.
- экспериментально обоснованные математические модели рабочего процесса и локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля, методы ком-

пьютерных реализаций этих моделей и результаты численных экспериментов, полученных на основе используемых моделей и методов.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

- Юбилейной научно-технической конференции «Двигатель-2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2010);
- XVIII школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в новых энергетических технологиях» (Звенигород, 2011);
- заседаниях кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012, 2013, 2014, 2015).

Личный вклад. Соискателем настроена математическая модель для определения термических граничных условий в камере сгорания водородного дизеля, определены оптимальные параметры двигателя для надежного воспламенения газообразного водорода, проведена серия численных экспериментов по изучению влияния различных конструктивных и регулируемых параметров на протекание теплообмена в камере сгорания, а также на примере сравнения двух газовых двигателей продемонстрирована практическая значимость полученных данных.

Публикации: основные положения диссертации опубликованы в 6 работах общим объемом 1,3 п.л.

Объем работы: диссертационная работа содержит 150 страниц основного текста, 75 рисунков, 12 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, списка литературы, включающего 208 наименований.

Значительная часть проведенных исследований выполнялась в рамках гранта РФФИ № 09-08-00279а, а также Государственного контракта №13411.1370399.20.011 от 18.08.2013 (Минпромторг РФ).

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

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

В первой главе рассмотрено влияние водорода на моторные характеристики, изучены особенности рабочего процесса водородного двигателя с искровым зажиганием и водородного дизеля, приведена классификация методов исследования локального нестационарного теплообмена в поршневых двигателях, в частности экспериментальных методов исследования локального теплообмена. Проанализирована проблема локального теплообмена в камере сгорания водородного дизеля, рассмотрены модели конвективного и радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания ДВС, разработанные Г.Б. Розенблитом, Б.С. Стефановским, Б.И. Рудневым, Р.З. Кавтарадзе, J. Heywood,

Z. Han, R. Reitz, K. Khanjalić, B. Basara и др., основанные на теории пограничного слоя и теории пристеночных функций.

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 в цилиндре водородного дизеля. Математическая модель основана на уравнениях переноса. Обобщенное уравнение переноса приводится в виде

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \operatorname{div}(\rho \vec{W} \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) + S_{\Phi}, \quad (1)$$

где Φ - одна из зависимых переменных, $\vec{W}$ - вектор скорости газа, ρ - плотность газа, Γ_{Φ} - обобщенный коэффициент переноса (диффузии, вязкости, тепло- или температуропроводности), S_{Φ} - источниковый член (Таблица 1).

Таблица 1.

Уравнения законов сохранения как частные случаи обобщенного дифференциального уравнения (1)

Обобщенное дифференциальное уравнение		
$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \operatorname{div}(\rho \vec{W} \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) + S_{\Phi} \Leftrightarrow \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{\Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j}) + S_{\Phi}$		
$\Phi = W_i,$ $\Gamma_{\Phi} = \mu,$ $S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + V_{\mu}.$ Уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье-Стокса)	Исходная форма	$\rho \frac{DW_i}{Dt} = G_i - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial W_k}{\partial x_k} \right) \right]$
	Форма Рейнольдса	$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{Dt} &= \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i} + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho W'_i W'_j} \right], \end{aligned}$
	Новые неизвестные	где $\overline{\rho W'_i W'_j}$ - тензор рейнольдсовых турбулентных напряжений, определенных по пульсационным составляющим скорости; $\bar{\tau}_{ij} = \bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right)$ - тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по осредненным значениям компонент скорости

Таблица 1 (окончание)

$\Phi = H, \Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p},$ $S_{\Phi} = \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_j W_j) +$ $+ G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{R_j}}{\partial x_j}.$ Уравнение сохранения энергии	Исходная форма Форма Рейнольдса Новая неизвестная	$\rho \frac{DH}{D\tau} = G_j W_j + \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_j W_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + w_r Q_r + \frac{\partial q_{R_j}}{\partial x_j}$ $\frac{D\bar{H}}{D\tau} = \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_j \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \bar{T} \bar{W}_j \right) +$ $+ \bar{w}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \bar{q}_{R_j}}{\partial x_j},$ где $c_p \bar{\rho} \bar{T} \bar{W}_j$ - турбулентный перенос энтальпии $\bar{\rho} c_p \bar{T}$ посредством флуктуации скорости $\bar{W}_j$
$\Phi = 1, \Gamma_{\Phi} = 0, S_{\Phi} = 0.$ Уравнение со- хранения массы (неразрывности)	Исходная форма Форма Рейнольдса	$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho W_j) = 0$ $\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) = 0$
$\Phi = \frac{C_i}{\rho}, \Gamma_{\Phi} = D_i \rho, S_{\Phi} = \dot{m}_i.$ Уравнение диф- фузии (концен- трации)	Исходная форма Форма Рейнольдса Новая неизвестная	$\frac{DC}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) + \dot{m}$ $\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \bar{C} \bar{W}_j \right) + \dot{m},$ $\bar{C} \bar{W}_j$ - турбулентный диффузионный перенос массы компонента, концентрация которого C, посредством флуктуации скорости $\bar{W}_j$

При подстановке соответствующих членов в обобщенное уравнение (1) получается система уравнений трехмерного нестационарного переноса (уравнения Навье-Стокса, энергии, неразрывности и диффузии), которая после осреднения по методу Фавра (A. Favre) принимает форму Рейнольдса. Для замыкания системы уравнения Рейнольдса были использованы стандартная k - ε и относительно новая k - ζ - f модели турбулентности.

Для описания течения рабочего тела в пристеночной области используются пристеночные функции. Стандартный их вид предусматривает определение универсальной безразмерной скорости u^+ как функции от универсального, безразмерного расстояния от поверхности y^+ . Применяются также гибридные пристеночные функции К. Ханиалича, в которых, в отличие от стандартных функций, вязкий и логарифмический слои связаны универсальным безразмерным соотношением. Модели теплообмена в пристеночной области основаны на зависимостях, характеризующих распределение средней безразмерной температуры T^+ по толщине пограничного слоя y^+ . Основной особенностью использованной модели Хана-Райтца (Z. Han, R. Reitz), является учет нестационарности течения рабочего тела, его сжимаемости, а также наличия источников членов.

Процесс турбулентного горения моделируется на основе известной модели Магнуссена –Хартагера (Magnussen-Hjertager), преимуществом которой является отсутствие турбулентных флуктуаций параметров, однако требуется введение эмпирических коэффициентов. Для их определения используются экспериментальные индикаторные диаграммы исследуемого дизеля.

Средняя скорость реакции сгорания топлива имеет вид:

$$\bar{w}_r = \frac{A}{\tau_i} \bar{\rho} \min \left(\bar{m}_T, \frac{\bar{m}_{O_2}}{L_0}, B \frac{\bar{m}_{np.cz}}{1 + L_0} \right), \quad (3)$$

где L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; τ_i – время турбулентного перемешивания; A и B – эмпирические коэффициенты, учитывающие влияние параметров топлива и турбулентности на скорость химической реакции. Первый и второй компоненты в скобках обуславливают наличие того или иного реагента в малом количестве. Также локальное соотношение масс окислителя и топлива определяет максимальную скорость реакции при воспламенении.

Численная реализация модели осуществляется на основе 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (версий 2010-2014 гг.). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE, разработанного Б. Сполдингом (B. Spalding).

Третья глава посвящается подготовке исходных и экспериментальных данных для моделирования рабочего процесса водородного дизеля, а также его базовой модификации, проведения тестовых расчетов с применением разработанной математической модели и верификации используемых моделей путем сравнения экспериментальных и расчетных данных. В главе изложен сравнительный анализ результатов моделирования рабочих процессов исследуемых дизелей (традиционного и водородного).

Объектами исследования являлись четырехтактный дизель D/S=24/30 см/см с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода и его базовый вариант с впрыскиванием дизельного топлива.

В диссертационной работе для моделирования рабочих процессов исследуемого водородного дизеля и его базовой модификации, а также для верификации разработанных моделей, автором были использованы результаты совместных экспериментальных исследований МГТУ им. Н.Э. Баумана и Мюнхенского технического университета (проф. Р.З. Кавтарадзе, д-р К. Цайлингер, д-р Г. Цитцлер). В связи с этим в диссертационной работе приведены только краткие данные по методике эксперимента и характерные параметры опытного стенда. Отметим только, что экспериментальная установка представляла собой

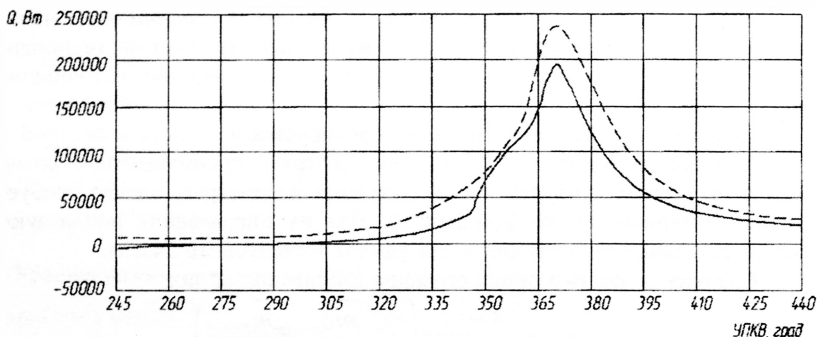


Рис. 1. Изменения усредненных по площади поверхности стенок камеры сгорания тепловых потоков в базовом (пунктир) и водородном (сплошная линия) дизелях.

стенд с одноцилиндровым отсеком четырёхтактного дизеля MAN 24/30, оснащенный в отличие от серийных двигателей CR-системой для подачи дизельного топлива, которая использовалась в случае применения природного газа в качестве основного топлива (газодизельный процесс). При конвертировании на водород одноцилиндровый отсек дизеля имеет автономную систему топливоподачи, обеспечивающую подачу газообразного водорода с помощью многосопловой форсунки под давлением 300 бар. Базовый двигатель имел однофункциональные впускные каналы, не обеспечивающие завихрение потока при впуске. Для исследования влияния вихревого движения воздуха в эксперименте интенсивность увеличивалась от серийного значения $D_n = 0,42$ до $D_n = 1,36$ благодаря установке клапана с ширмой на место одного из двух впускных клапанов. Указанные экспериментальные значения параметров были использованы при численном моделировании рабочего процесса.

Верификация трехмерной модели рабочего процесса водородного дизеля проведена путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными. Были определены значения эмпирических коэффициентов $A=10$, $B=1$ в модели сгорания Магнуссена-Хартагера, обеспечивающих хорошее согласование экспериментальных индикаторных диаграмм с расчетными, что подтверждает адекватность разработанной трехмерной модели рабочего процесса водородного дизеля.

Следует отметить, что при конвертации дизеля на водород требуется обеспечение некоторых условий: повышение степени сжатия для облегчения воспламенения водородно-воздушной смеси, а также приблизительное равенство эффективных мощностей (в данном случае $\Delta N_e \leq 10\%$) с целью сравнения условий протекания теплообмена в базовом и водородном дизелях.

Верификация математической модели проводилась путем сравнения индикаторных диаграмм и диаграмм тепловыделения базового двигателя и водородного аналога. Расхождение максимальных значений давления составило 2,27%. На Рис.1 представлен суммарный осреднённый по площади тепловой поток в стенки камеры сгорания серийного и водородного дизелей. Максимальные значения теплоотдачи составили $Q=195$ кВт для водородного и $Q=240$ кВт для базового двигателя, при этом положения экстремумов по углу поворота коленчатого вала (УПКВ) совпадают при $\varphi = 370^\circ$.

В ходе численного эксперимента были проведены расчеты локальных температур в камере сгорания водородного дизеля по двум моделям турбулентности $k-\varepsilon$ и $k-\zeta-f$. При сравнении результатов были отмечены относительно высокие значения температур и концентраций в случае модели $k-\varepsilon$. Модель турбулентности $k-\zeta-f$ точнее описывает поля скоростей и локальный теплообмен, особенно в пристеночных областях и отрывных зонах.

Установлено, что в случае применения дизельного топлива процессы воспламенения и сгорания наиболее сконцентрированы в области наружной поверхности (для воспламенения) и конуса (для сгорания) топливных факелов, тогда как для сгорания водорода характерно более быстрое воспламенение. В этом случае фронт пламени стремительно охватывает практически весь объем камеры сгорания. Очевидно, что такой характер изменения локальных температур рабочего тела указывает на необходимость исследования локального теплообмена в водородном дизеле.

Четвертая глава посвящена анализу влияния конструктивных (степень сжатия, интенсивность вихревого движения заряда) и регулируемых (угол опережения впрыскивания, предварительное впрыскивание водорода) параметров на локальный теплообмен в камере сгорания водородного дизеля.

Влияние степени сжатия. Было проведено исследование влияния на характер протекания процессов тепломассообмена в камере сгорания водородного дизеля. Для испытаний были выбраны два поршня с конструкциями огневого днища, обеспечивающими степени сжатия $\varepsilon = 16,8$ и $\varepsilon = 17,6$. В случае использования поршня со степенью сжатия $\varepsilon=17,6$ имеет место более высокая скорость нарастания давления. Максимальные значения давлений для степеней сжатия $\varepsilon=16,8$ и $\varepsilon=17,6$ достигают $p_z=10,8$ МПа и $p_z=11$ МПа соответственно. Максимальные значения локальных температур для степеней сжатия $\varepsilon=16,8$ и $\varepsilon=17,6$ составили $T=3330$ К и $T=3500$ К, а максимальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи $\alpha=3900$ Вт/м²К и $\alpha=4100$ Вт/м²К соответственно. Максимальные значения суммарных тепловых потоков, осредненных по общей площади камеры сгорания, для степеней сжатия $\varepsilon=16,8$ и $\varepsilon=17,6$ приходятся на моменты, соответствующие углам $\varphi=368^\circ$ и $\varphi=364^\circ$, и составляют $Q=190$ кВт и

$Q=225$ кВт. Большие значения теплового потока и раннее достижение максимума в случае с $\varepsilon = 17,6$ получаются за счет более интенсивного турбулентного перемешивания заряда. Это объясняется более высокой среднemasсовой температурой, более интенсивным тепловыделением и более высокими степенями турбулентной кинетической энергии при использовании камеры с $\varepsilon=17,6$.

Влияние интенсивности вихревого движения заряда. Вихревое движение воздуха генерируется во впускном канале в процессе впуска, и интенсивность вихря в цилиндре существенно зависит от формы впускного канала. По этой причине интенсивность закрутки заряда в цилиндре отнесена к конструктивным факторам. Вихревое число рассчитывается как отношение частоты вращения вихря в камере сгорания к частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$D_n = n_v/n.$$

Исследование влияния интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре на локальный теплообмен проводилось для трех величин интенсивности вихревого движения заряда: $D_n = 1,36$; $D_n = 0,66$; $D_n = 0,42$. При уменьшении интенсивности вихревого движения наблюдается рост тепловыделения в

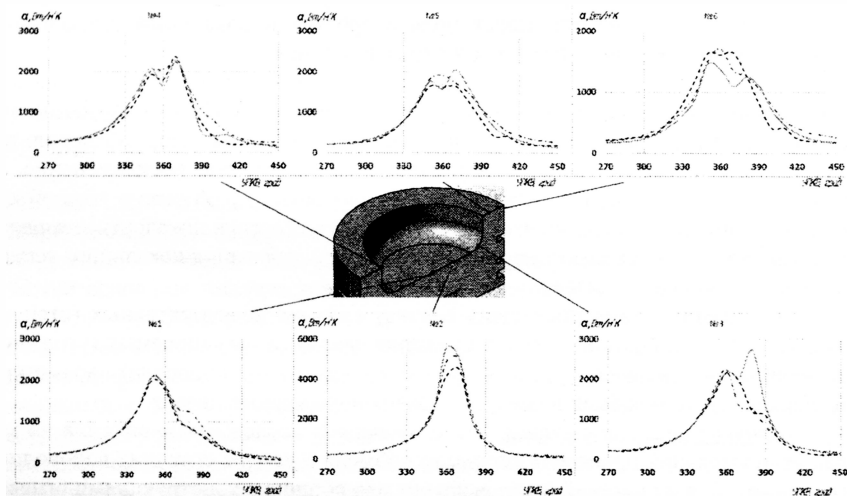


Рис.2. Локальные коэффициенты теплоотдачи на поверхности поршня в зависимости от интенсивности вихревого движения заряда:

$D_n = 1,36$ (---); $D_n = 0,66$ (—); $D_n = 0,42$ (- · -)

фазе диффузионного горения с одновременным повышением пикового значения тепловыделения в основной фазе горения. Для вихревых чисел $D_n = 1,36$, $D_n = 0,66$, $D_n = 0,42$ максимальные значения локальных температур составили $T=3344$ К, $T=3333$ К и $T=3217$ К, максимальные значения локальных коэффи-

циентов теплоотдачи составили $\alpha=5200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $\alpha=5800 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ и $\alpha=4500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ соответственно в зоне №2 (Рис.2). В результате данного исследования было решено обеспечить в дальнейших численных экспериментах интенсивность вихревого движения $D_{п\text{ ср}} = 1,36$, т.к. повышение интенсивности вихревого движения заряда приводит к сокращению задержки воспламенения и более

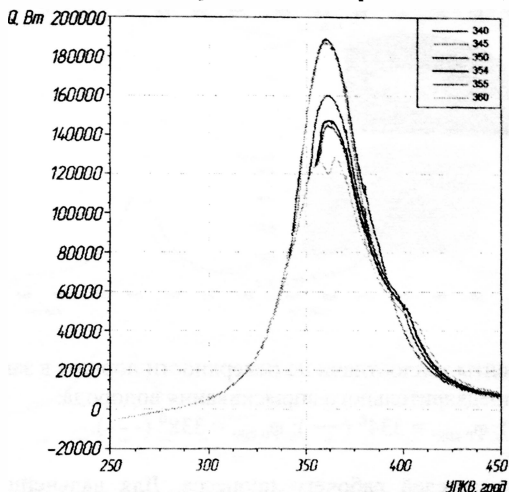


Рис.3. Суммарный по площади тепловой поток в стенки камеры сгорания водородного дизеля в зависимости от угла опережения впрыскивания топлива.

плавному процессу горения водорода с заметным смещением максимума скорости тепловыделения дальше от ВМТ. Увеличение интенсивности вихревого движения впускного воздуха в цилиндре в момент впрыскивания газообразного водорода усиливает перемешивание водорода с воздухом, однако, не приводит к заметному улучшению эффективных показателей двигателя, но снижает скорость нарастания давления и уровень шума.

Влияние угла опережения впрыскивания. В диссертационной работе проведено исследование

влияние угла опережения впрыскивания газообразного водорода на локальный теплообмен в камере сгорания. Исследование проводилось для углов $\varphi_{\text{ОВТ}}=20^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=15^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=10^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=6^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=5^\circ$ и $\varphi_{\text{ОВТ}}=0^\circ$ до ВМТ. Максимальные значения суммарных тепловых потоков составили $Q=190 \text{ кВт}$, $Q=188 \text{ кВт}$, $Q=160 \text{ кВт}$, $Q=146 \text{ кВт}$, $Q=144 \text{ кВт}$, $Q=128 \text{ кВт}$ (Рис.3) соответственно. Для $\varphi_{\text{ОВТ}}=20^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=10^\circ$, $\varphi_{\text{ОВТ}}=6^\circ$ максимальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи составили $\alpha=3500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $\alpha=3700 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ и $\alpha=3700 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Изменение угла опережения впрыскивания топлива оказывает существенное влияние на тепловую нагрузку деталей камеры сгорания водородного дизеля. При уменьшении угла опережения впрыскивания растет вероятность неустойчивости рабочих циклов, что характеризуется изменением максимального давления цикла p_z . При более поздней подаче водорода интенсивность тепловыделения снижается, что приводит к снижению среднemasовых и локальных температур и, следовательно, уменьшению тепловых нагрузок на детали камеры сгорания. При выборе угла опережения впрыска топлива необходимо искать его оптимальное значение для

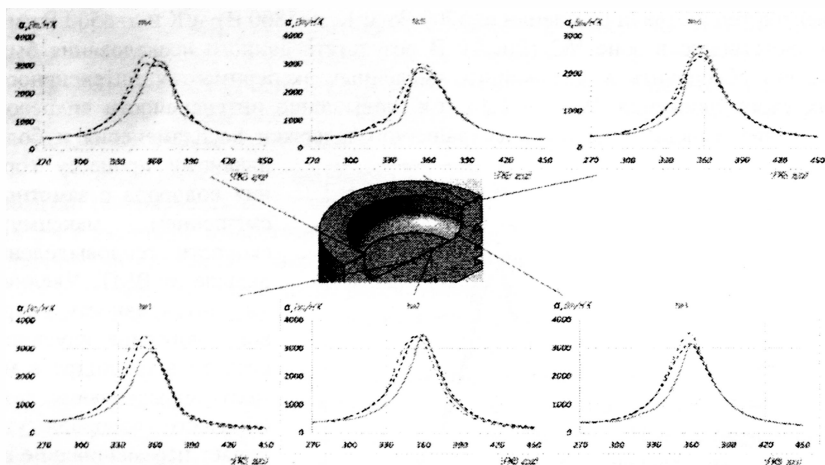


Рис.4. Локальные коэффициенты теплоотдачи на поверхности поршня в зависимости от момента предварительного впрыскивания водорода:
 $\varphi_{п.впр.} = 330^{\circ}$ (---); $\varphi_{п.впр.} = 334^{\circ}$ (—); $\varphi_{п.впр.} = 338^{\circ}$ (- · -).

обеспечения приемлемых показателей рабочего процесса. Для дальнейшего исследования был выбран угол $\varphi_{овт}=6^{\circ}$ как наиболее оптимальный.

Влияние предварительного впрыскивания. Впрыскивание топлива производилось двукратно за цикл. Продолжительность предварительной подачи водорода составила 1,6 мс. Доля предварительной подачи составила 20% от общей подачи водорода. В ходе исследования варьировался момент начала подачи предварительной дозы водорода. Численный эксперимент проводился для подачи пилотной дозы в моменты $\varphi_{п.впр.} = 330^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 334^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 338^{\circ}$.

Т.к. газообразный водород подается в камеру сгорания с уже достаточно высокой температурой, он быстро воспламеняется и способствует увеличению скорости нарастания давления, что приводит к повышению уровня шума. Для моментов предварительного впрыскивания $\varphi_{п.впр.} = 330^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 334^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 338^{\circ}$ максимальные значения давления составили $p_z=18$ МПа, $p_z=17$ МПа, $p_z=16$ МПа, максимальные значения суммарных осредненных по площади тепловых потоков $Q=210$ кВт, $Q=200$ кВт, $Q=180$ кВт соответственно. Максимальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи зафиксированы в центре огневого днища поршня (зона №1) и составили $\alpha=3500$ Вт/м²К, $\alpha=2900$ Вт/м²К и $\alpha=3500$ Вт/м²К для $\varphi_{п.впр.} = 330^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 334^{\circ}$, $\varphi_{п.впр.} = 338^{\circ}$ соответственно (Рис.4). Введение предварительного впрыскивания приводит к существенному росту максимального давления цикла, поэтому, учитывая конструктивное ограничение двигателя $p_{zmax} \leq 150$ бар, при организации предварительного впрыскивания необходимо снижать цикловую подачу газообразного водорода.

Расчетно-экспериментальное исследование газового двигателя. В целях оценки достоверности используемой в диссертационной работе методики задания термических граничных условий для расчета теплонапряженного состояния

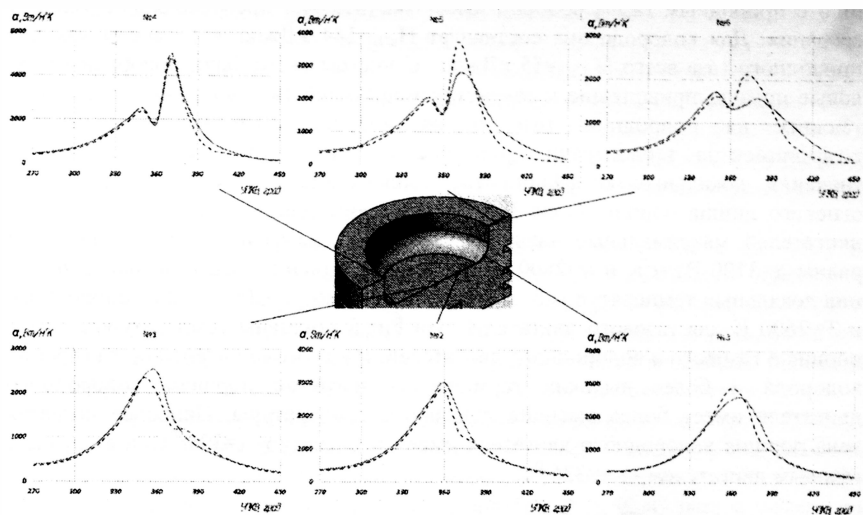


Рис.5. Локальные коэффициенты теплоотдачи на тепловоспринимающих поверхностях поршней водородного двигателя (---) и газового двигателя с искровым зажиганием (—)

поршня проведено расчетно-экспериментальное исследование теплового состо-

яния поршня транспортного газового двигателя с искровым зажиганием

8ЧН12/12, работающего на природном газе. Кроме того, был смоделирован рабочий процесс этого же двигателя в случае применения водорода в качестве моторного топлива, и проведен сравнительный анализ двух модификаций газового двигателя, работающих на природном газе и на газообразном водороде соответственно. Верификация расчетных данных проводилась путем сравнения экспериментальных и расчетных локальных температур в шести точках на поверхности огневого днища поршня. Максимальное

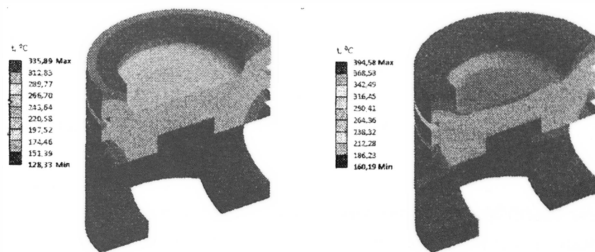


Рис.6. Температурные поля поршней газового двигателя с искровым зажиганием (слева) и водородного двигателя (справа).

анализ двух модификаций газового двигателя, работающих на природном газе и на газообразном водороде соответственно. Верификация расчетных данных проводилась путем сравнения экспериментальных и расчетных локальных температур в шести точках на поверхности огневого днища поршня. Максимальное

расхождение с экспериментальными значениями составило $\Delta=6\%$. Сравнение газового двигателя с искровым зажиганием и водородного двигателя осуществлялось при условии равной интегральной теплоты сгорания топлив. По сравнению с природным газом водород имеет значительно превосходящую теплоту сгорания. Для водорода она составляет $H_{\text{шт2}}=144$ кДж/кг в то время как для природного газа всего $H_{\text{исн4}}=55$ кДж/кг. С учетом этого были подобраны цикловые подачи, приводящие к равенству мощностей газовых двигателей, работающих на природном газе и на водороде. Сравнение локальных коэффициентов теплоотдачи приведено на Рис.5. Максимальное отличие значений локальных коэффициентов теплоотдачи замечено на периферии огневого днища поршня (зона №5). В этой зоне для водородного и газового двигателей максимальные значения локальных коэффициентов теплоотдачи равны $\alpha=3700$ Вт/м²К и $\alpha=2800$ Вт/м²К соответственно. Максимальные значения локальных температур рабочего тела достигают $T=3000$ К для водородного и $T=2600$ К для газового двигателей. На Рис.6 показаны температурные поля поршней газового и водородного двигателей. Из-за более интенсивного горения водорода и более высоких термических нагрузок поршень водородного двигателя имеет более высокие локальные температуры. Наиболее нагретая зона поршня водородного двигателя имеет температуру $t=394$ °С, а в случае с газовым двигателем - $t=336$ °С.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Конвертирование дизеля на газообразный водород приводит к существенному изменению условий теплообмена на тепловоспринимающих поверхностях камеры сгорания, что, в свою очередь, вызвано не только изменением физико-химических характеристик топлива, но и конструктивными изменениями камеры сгорания в поршне.
2. Существенная разница в полях скоростей и температур рабочего тела в течение рабочих циклов в традиционном и водородном дизелях на сходных режимах работы обуславливает отличие по величинам тепловых потоков на отдельные поверхности камеры сгорания (поршень, головка, гильза).
3. Специфичное протекание рабочего процесса в дизеле с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода приводит к росту тепловых нагрузок на основные детали двигателя. Установлено, что для исследуемого водородного дизеля наиболее существенный рост тепловой нагрузки имеется на поверхности головки цилиндра, что указывает на необходимость интенсификации охлаждения головки с целью сохранения ресурса работы двигателя.
4. Впервые проведено исследование влияния конструктивных (степень сжатия, интенсивность вихревого движения заряда) и регулируемых (угла опережения впрыскивания при однократном впрыскивании, угла опережения пилотного впрыскивания при двукратном впрыскивании) пара-

метров на локальный теплообмен в КС водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода. Увеличение сжатия с $\epsilon = 16,8$ до $\epsilon = 17,6$ приводит к повышению максимального значения теплового потока, осредненного по площади поверхности стенок камеры сгорания, с $Q=195$ кВт до $Q=225$ кВт (на 15,38%), что, прежде всего, обусловлено изменением скорости тепловыделения и кинетической энергии турбулентности рабочего тела. Максимальное значение локальных коэффициентов теплоотдачи повышается с $\alpha=1900$ Вт/м²К до $\alpha=2050$ Вт/м²К. Максимальное значение локальных температур выросло с $T=3330$ К до $T=3500$ К. Повышение степени сжатия уменьшает образование оксидов азота его с 1600 ppm до 1400 ppm.

5. Повышение интенсивности вихревого движения заряда с $D_n = 0,42$ до $D_n = 1,36$ приводит к сокращению задержки воспламенения и более плавному процессу горения водорода и снижению уровня шума, при этом не оказывает заметного влияния на термические граничные условия на тепловоспринимающих поверхностях поршня, гильзы и головки цилиндра. При этом максимальные значения тепловых потоков, осредненных по площади поверхности камеры сгорания, увеличиваются с $Q=215$ кВт до $Q=225$ кВт, максимальные значения локальных температур уменьшаются с $T=3344$ К до $T=3217$ К, а локальные коэффициенты теплоотдачи уменьшились с $\alpha=5100$ Вт/м²К до $\alpha=4500$ Вт/м²К. С целью улучшения экологических и эффективных показателей водородного дизеля допускается повышение интенсивности закрутки заряда, т.к. оно не приводит к заметному повышению локальных тепловых нагрузок на основные детали двигателя.
6. Изменение угла опережения впрыскивания газообразного водорода оказывает существенное влияние на рабочий процесс водородного дизеля. В качестве оптимального угла опережения впрыскивания водорода рекомендуется момент впрыскивания $\phi_{\text{овт}}=6^\circ$, т.к. он обеспечивает приемлемые показатели рабочего процесса и приводит к снижению среднемассовых и локальных температур и, следовательно, уменьшению тепловых нагрузок на детали камеры сгорания на 22% до $Q=146$ кВт. При уменьшении угла опережения впрыскивания растет вероятность нестабильности рабочих циклов, что характеризуется изменением максимального давления цикла p_z .
7. Осуществление предварительного впрыскивания газообразного водорода позволяет снизить тепловые нагрузки на детали камеры сгорания водородного дизеля до 17%. Изменение момента предварительной подачи водорода с $\phi_{\text{п.впр.}} = 330^\circ$ до $\phi_{\text{п.впр.}} = 338^\circ$ повышает значение локального коэффициента теплоотдачи с $\alpha=2900$ Вт/м²К до $\alpha=3500$ Вт/м²К (зона в центре огневого днища поршня). В связи с конструктивными ограничениями исследуемого двигателя на уровне $p_z \leq 15$ МПа при осуществлении предварительного впрыскивания рекомендуется уменьшить цикловую подачу газообразного водорода.

8. Конвертированный на водород двигатель испытывает более высокие тепловые нагрузки по сравнению с газовым двигателем: значения локальных температур и коэффициентов теплоотдачи в камере сгорания водородного двигателя достигают почти $T=3000\text{ К}$ и $\alpha=3800\text{ Вт/м}^2\text{К}$, а в газовом не превышают $T=2600\text{ К}$ и $\alpha=2800\text{ Вт/м}^2\text{К}$. Максимальная разница температур поршней водородного двигателя и газового двигателя достигается на периферии и составляет 17,2%. Для водородного двигателя ее значение составляет $t=394\text{ }^\circ\text{С}$, а для газового - $t=336\text{ }^\circ\text{С}$. Для газового двигателя расхождение максимальных значений температур, полученных экспериментально и путем численного моделирования, находится в пределах $\Delta=6\%$. Сопоставление результатов численных экспериментов с измеренными значениями локальных температур поршней подтверждает достоверность моделей, используемых для определения термических граничных условий и теплонапряженного состояния поршня, и указывает на целесообразность их использования при создании перспективных водородных дизелей.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Конвертирование двигателя внутреннего сгорания на водородное топливо / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Двигатель-2010: сборник научных трудов по материалам Международной конференции, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. С. 297-300. (0,19 п.л./0,09 п.л.).
2. Исследование рабочего процесса водородного дизеля / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Тепловые процессы в технике: ежемес. науч.-техн. и информ.-аналит. журн. 2011. Т. 3, N 9. С. 417 – 420. ISSN 2074 – 2649. (0,5 п.л./0,25 п.л.).
3. Исследование рабочего процесса водородного дизеля / Е. В. Климова, В. М. Краснов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях: Тезисы докладов XVIII школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. С. 141 – 142. (0,09 п.л./0,04 п.л.).
4. Исследование локального образования оксидов азота в водородном дизеле / Р. В. Кавтарадзе, А. А. Зеленцов, В. М. Краснов, Е. В. Краснова // Транспорт на альтернативном топливе: международный науч.-техн. журн. 2013 N 2(32). С. 32 – 40. ISSN 2073 – 1329. (0,88 п.л./0,22 п.л.).
5. Сравнительный анализ процессов теплообмена в камерах сгорания традиционного и водородного дизеля / Р. В. Кавтарадзе, А. А. Зеленцов, В. М. Краснов, Е. В. Краснова // Транспорт на альтернативном топливе: международный науч.-техн. журн. 2013 N 3(33). С. 31 – 36. ISSN 2073 – 1329. (0,75 п.л./0,19 п.л.).
6. Кавтарадзе Р.З., Краснов В.М. Влияние частичной гомогенизации смеси на образование оксидов азота в камере сгорания водородного дизеля. // Транспорт на альтернативном топливе: международный науч.-техн. журн. 2016 N 2(50). С. 50 – 56. ISSN 2073 – 1329. (0,8 п.л./0,4 п.л.).