

Двигателестроение

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.4

Учредитель: МГТУ им. Н.Э. Баумана**Издатель:**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, https://press.bmstu.ru**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.press
http://www.rdiessel.ru; https://dvs.bmstu.press**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022,
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023.Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (<https://www.elibrary.ru>) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 29.12.2023. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 12,5.

Содержание**Общие проблемы двигателестроения****Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.**

Пакет прикладных программ ALLBEA для моделирования и оптимизации процессов энергетических установок 3

Стряпунин А.С., Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В., Дунин А.Ю.

Применение комплекса AVL Cruise M для моделирования работы двигателя в составе транспортного средства 16

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Гумеров И.Ф., Куликов А.С., Фардеев Л.И., Ханнанов М.Д., Бурлаков В.В., Кидрасова А.А.**

Повышение эффективности охлаждения поршня за счет изменения конструкции форсунки 24

Галиев И.Р.

О влиянии характеристик турбулентности на скорость распространения и ширину пламени 32

Системы и агрегаты двигателей**Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Николаев С.Е., Ахметжанова Э.У.**

Влияние показателей топливоподачи на рабочий процесс дизеля при достижении давления впрыскивания 250 МПа 42

Топливо и смазочные материалы, присадки**Грегов Л.В., Марков В.А., Неговора А.В., Габитов И.И.**

Уравнения состояния для различных дизельных топлив 56

Альтернативные топлива**Бовэнь Са, Ин Лю, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В.**

Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке 73

Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А.

Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме 88

Engines Construction

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.4

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

+7 (499) 263-69-50, 263-60-45

info@bmstu.press, <https://press.bmstu.ru>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.press

<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**

V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),

Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive Secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is Included into the List of Periodicals Approved by RF Higher Attestation Commission for Publication of Competitors Works for Scientific Degrees

The Journal is Included in Russian Science Citation Index (RSCI) (<https://www.elibrary.ru>)

The original layout was prepared by the Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University

Contents

General Problems of Engine Building

Enikeev R.D., Chernousov A.A.

ALLBEA Application Software Package to Simulate and Optimize Processes in the Energy Systems 3

Stryapunin A.S., Yakovenko A.L., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Trofimenko Yu.V., Dunin A.Yu.

Introducing the AVL Cruise M System to Simulate Engine Operation as the Vehicle Component 16

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Gumerov I.F., Kulikov A.S., Fardeev L.I., Khannanov M.D., Burlakov V.V., Kidrasova A.A.

Increasing the Piston Cooling Efficiency by Changing the Nozzle Design 24

Galiev I.R.

On the Impact of Turbulence Characteristics on the Flame Propagation Speed and Width 32

Engine Systems and Aggregates

Shatrov M.G., Dunin A.Yu., Golubkov L.N., Nikolaev S.E., Akhmetzhanova E.U.Impact of the Fuel Supply Indicators on the Diesel Engine Operation when Reaching the 250 MPa
Injection Pressure 42

Fuel and Lubricants, Additives

Grekhov L.V., Markov V.A., Negovora A.V., Gabitov I.I.

Equation of State for Various Types of Diesel Fuels 56

Alternative Fuel

Bowen Sa, Ying Liu, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V.Combustion Process Characteristics and Ecological Indicators of the Two-Fuel Diesel Engine Running
on Ammonia 73**Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A.**Determining Threshold Values of Detonation Indicators of a Gas Engine with the Pre-Chamber Torch
Ignition Using the Indicator Diagram 88

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.43.013

DOI: 10.18698/jec.2023.4.3-15

Пакет прикладных программ ALLBEA для моделирования и оптимизации процессов энергетических установок*

Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов

Уфимский университет науки и технологий (УУНТ)

ALLBEA Application Software Package to Simulate and Optimize Processes in the Energy Systems

R.D. Enikeev, A.A. Chernousov

Ufa University of Science and Technology (UUST)

Рассмотрены возможности пакета прикладных программ ALLBEA. Дана краткая характеристика пакета, объяснено представление в нем модели объекта из элементов и связей, изложен принятый подход к расчету на ЭВМ двигателей, энергетических установок и других сложных технических систем. Кратко описан встроенный программный инструмент, автоматизирующий подбор параметров моделей (калибровку) и оптимизацию параметров объектов. Возможности ALLBEA продемонстрированы на примерах расчетов показателей и характеристик поршневых и свободнопоршневых двигателей внутреннего сгорания и машин Стирлинга. Представлены одномерные термо- и газодинамические модели процессов в элементах проточных частей двигателей и модели перетекания через границы элементов, а также особенности численного алгоритма. Описано применение однокритериальной оптимизации параметров. В выводах отмечено, что пакет ALLBEA применяется к расчетам в ходе научно-исследовательских работ и что в учебном процессе пакет заместил пакеты того же класса.

Ключевые слова: тепловой двигатель, двигатель внутреннего сгорания, машина Стирлинга, энергетическая установка, рабочий процесс двигателя, научно-исследовательская работа, моделирование, проектирование, алгоритм, пакет прикладных программ, импортозамещение

The paper considers capabilities of the ALLBEA application software package. It provides a brief description of the package, explains the object model representation based on elements and connections in it, and provides the accepted approach to computer calculation of engines, power plants and other complex technical systems. The built-in software tool automating the model parameters selection (calibration) and optimizing the object parameters is briefly described. The ALLBEA capabilities are demonstrated using examples of calculating indicators and characteristics of the piston and free-piston internal combustion engines, and Stirling machines. One-dimensional thermo- and gas-dynamic models are presented of processes in the elements of the engine flow parts and the models of flow through the elements boundaries, as well as the numerical algorithm features. Application of the parameters single-criteria optimization is described. The conclusions note that the ALLBEA package is used for calculation in the course of research work, and it replaces packages of the same class in the learning process.

Keywords: heat engine, internal combustion engine, Stirling engine, power plant, engine operation process, research work, simulation, design, algorithm, application software package, import substitution

* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках Государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНТ).

Введение

Для корректной работы энергетических установок (ЭУ) и входящих в их состав тепловых машин (поршневых и турбопоршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и др.) необходимо выполнять проектировочные расчеты. Работу систем ЭУ описывают с помощью математических моделей процессов разной степени детализации. При построении моделей течений и тепловых процессов часто оперируют лишь одномерными (1D) полями искомых величин. Такие модели не универсальны и требуют уточнения по данным измерений. При этом 1D-модели без затруднений применимы к выбору основных параметров конструкции и режима двигателя в составе ЭУ. Итак, они позволяют:

- выбирать предварительно параметры по требованиям технического задания в отсутствие прототипа объекта (привлекая, в частности, модели характеристик прототипов его агрегатов);
- вырабатывать рекомендации для доводки опытного образца (привлекая данные измерений для калибровок его модели).

Для применения 1D-моделей процессов нужен отработанный инструментарий — пакет прикладных программ (ППП). Предоставляя развитую среду, ППП облегчает расчеты и задание исходных данных, автоматизирует их параметризацию и решение оптимизационных задач. В каждой области (тепловые двигатели и холодильные машины, электромеханические устройства и др.) известны специальные ППП, отвечающие нуждам расчетчиков.

Для расчетов двигателей по 1D-моделям широко распространены пакеты иностранных производителей: GT-SUITE, Ricardo WAVE, AVL BOOST. Из отечественных применяется программный комплекс «Дизель-РК».

Пакет ALLBEA был разработан в 2009–2011 гг. и получил дальнейшее развитие на кафедре ДВС Уфимского государственного авиационного технического университета (УГАТУ, с 2022 г. — УУНиТ). Цель разработки — обеспечить реализацию газодинамических и других моделей, методов вычислений, а также предоставить необходимые сервисные средства для применения пакета в учебном процессе, научно-исследовательских и опытно-конструкторских работах (НИР и ОКР), доработать пакет и заместить импортные ППП.

В данной статье на примерах расчетов сложных технических систем (строго говоря, поршневых машин разных схем) освещены решаемые в пакете ALLBEA задачи, реализованные в нем прикладные модели и программа оптимизации параметров.

Обзор методологии и инструментов

Методологический подход

Энергетические установки характеризуются совокупностью сложных многомасштабных процессов, что проявляется в полной мере в рабочем процессе тепловой машины. Для его описания вполне адекватны лишь 3D-модели высокой детализации; прикладные 3D-модели для инженерного анализа — приближенные (но и для них необходимы подробные и качественные расчетные сетки). И невозможно, вообще говоря, автоматизировать проектировочные расчеты (решение обратных задач) по 3D-моделям.

Напротив, 1D-модели достаточно экономичны не только для прямых, но и для обратных задач, решаемых с применением формальных методов оптимизации. При этом 1D-модели сами по себе не универсальны: необходима их настройка на конкретный объект. Требуется, в частности, идентифицировать характеристики в моделях элементов проточной части газоз воздушных трактов (ГВТ). Речь идет о критерияльных уравнениях в моделях сопротивления и теплоотдачи в каналах и других полостях, и о зависимостях такого же типа — характеристиках клапанов и окон, ступеней компрессоров и турбин. Привести характеристику в соответствие данным статических продувок — значит идентифицировать по ним модель проточного элемента. Процедуры идентификации характеристик встраивают в ППП.

Чтобы достоверно описать работу двигателя или ЭУ, чаще всего недостаточно лишь идентифицировать модели элементов. Требуется еще уточнить модель процесса по данным измерений на опытном образце. Такое уточнение модели в практике расчетных работ называют калибровкой. Для успеха калибровки 1D-модели необходима (и, конечно же, недостаточна) поддержка в ППП корректирующих множителей: предпочтительно — для безразмерных величин, связанных характеристиками в моделях элементов проточной части тракта.

Пакеты прикладных программ

Рассмотрим кратко программное обеспечение (ПО) для расчетов течений рабочих тел в газоздушных трактах, т. е. рабочих процессов тепловых машин. В принципе, применимы специальные пакеты, где прикладные 3D-модели течений реализованы методами вычислительной гидрогазодинамики (англ. *Computational Fluid Dynamics*, CFD). Рабочие процессы ДВС рассчитывают в них как турбулентные течения двухфазных рабочих тел с химическими реакциями. Развитые ППП этой группы: Ansys Fluent, STAR-CCM+, AVL FIRE, FlowVision.

В программных инструментах с прикладными 1D-моделями те же задачи решают, привлекая в единой модели конкретные одномерные, нульмерные и квазистатические подмодели течений в подобластях и через границы подобластей единой расчетной области. Рабочие процессы двигателей и других тепловых машин рассчитывают и на установившихся режимах, в переходных процессах. Так, Simcenter Amesim [1, 2] — пакет для расчетов и оптимизации технических систем в разных отраслях. Системы и процессы представлены в нем мультифизическими моделями из компонентов и связей (и, в принципе, не ограничены 1D-моделями). Библиотеки встроенных моделей достаточно развиты и позволяют моделировать совместно работу двигателя и ЭУ, например, в составе транспортного средства и др.

Для расчетов поршневых ДВС по 1D-моделям наиболее продвинутым считается выпускаемое компанией Gamma Technologies, Inc. программное решение GT-POWER [3]. Интегрированный пакет GT-SUITE [4] той же компании содержит уже набор библиотек 1D-моделей компонентов технических систем, а также средства для 3D-расчетов течений рабочих тел, температурных полей и прочностных расчетов. Для расчетов по 1D-моделям широко применяют также пакет WAVE [5] (до 2022 г. — разработка британской компании Ricardo) и разработанный в австрийской компании AVL GmbH пакет BOOST [6]; не так давно AVL BOOST и AVL FIRE (и другие программные решения) объединены в программный продукт AVL iceSUITE [7].

Среди отечественных ППП широко распространен программный комплекс «Дизель-РК», применяемый не только в России [8, 9]. Разработчики развивают «Дизель-РК», в котором, в частности, применяя встроенную многозонную

модель распыла топлива и сгорания и учитывая химическую кинетику, разработчики и пользователи анализируют и оптимизируют параметры систем и показатели двигателей по критериям эффективности и токсичности [10, 11].

Упомянем и систему имитационного моделирования (СИМ) «Альбея» [12], созданную в Уфимском авиационном институте в начале 1990-х годов.

Разработчики совершенствуют современные специальные ППП с библиотеками (как минимум, 1D) моделей технических компонентов, учитывающими набор физических аспектов (механика твердого тела, теплопередача, гидрогазодинамика, электромагнетизм). Разработчики решают также, целесообразно ли встраивать компоненты своих ППП в современные развитые интегрированные пакеты инженерного анализа. Это, например, пакеты Simcenter [1] или Ansys [13]; примеры интегрированных в них (но исходно разработанных как отдельные) ППП: Simcenter Amesim [2] и CFD-пакет Ansys Fluent [14]. Отечественной интегрированной средой такого класса, возможно, станет пакет CAE Fidesys [15]. Именно такие программные среды рационально и гибко реализуют методологию расчетов двигателей, ЭУ и других технических систем.

В обеспечение технологического суверенитета и замещения импорта имеет смысл сотрудничество по доработке специальных ППП и встраиванию их компонентов в интегрированные пакеты (а через них — в PLM-системы и процессы). Встраивая поэтапно специальный ППП в такие среды, анализируют требования, дорабатывают (включая реализацию интерфейса прикладного программирования, т. е. API, предоставляемого средой) и всесторонне тестируют полученный программный продукт.

Совершенствовать сам выбранный ППП приоритетно: современное ПО для инженерных расчетов энергоустановок должно сочетать эргономику представления данных и постановок расчетных задач с превосходными моделями и алгоритмами. В термо-, гидро- и газодинамической области должны быть проработаны модели рабочих тел, процессов в объемах, течений в каналах и через местные сопротивления. Те же требования относятся к моделям (и алгоритмам расчета) течений через разветвления и ступени турбокомпрессоров. Необходимо

сопряжение с расчетами теплового состояния компонентов и систем управления (реализовано в GT-SUITE [4]). Ценное дополнение к этому — продвинутые (как в «Дизель-РК» [8]) модели, оптимизация процессов сгорания в дизелях и др.

Краткая характеристика пакета ALLBEA

Пакет программ ALLBEA [16] предназначен для численного моделирования на ЭВМ процессов в двигателях, ЭУ и других технических системах по одномерным моделям. Разработка начата в 2009 г. с целью реализовать рациональные подходы к расчету двигателей и ЭУ и интегрировать результаты НИР, выполненных за несколько десятилетий на кафедре ДВС УГАТУ (включая наработки проекта СИМ «Альбея» [12] для операционной системы DOS). Встроенные в ALLBEA модели описывают динамику двигателей и процессы в элементах систем (каналах, рабочих и кривошипных камерах, емкостях, ресиверах) и перетекание через органы газообмена поршневых ДВС.

Модель сложного процесса в объекте представляется в ALLBEA (как и в других ППП этого класса) совокупностью моделей элементов и связей между ними. Расчеты осуществляются согласно единому алгоритму, по уравнениям всех задействованных подмоделей единой модели. Такая модель, записанная явно, имела бы вид системы дифференциальных уравнений, выражающих законы сохранения масс, количества движения, энергии и т. д., замкнутых уравнениями конкретных моделей связей в системе. По моделям связей программы рассчитывают текущие значения потоков этих величин на границах элементов (и более мелких конечных объемов — ячеек). В ходе расчета по моделям элементов обновляются значения зависимых переменных. При устойчивом счете алгоритм обеспечивает сходимость численного решения к точному решению задачи по уравнениям модели, построенной в графической среде, т. е. решение прямой задачи инженерного анализа находят так же, как в аналогичных ППП, реализующих модели объектов, декомпозированных на элементы и связи.

Для достижения универсальности в поле режимов объекта модели элементов, узлов и агрегатов замыкают подмоделями универсальных характеристик (в том смысле, что характеристики определяют связи безразмерных показателей

с параметрами режима). Необходимо задавать (идентифицировать) характеристики по данным для образца агрегата или его прототипа. Требуется также корректировать характеристики, уточняя модели подсистем и целых объектов (при наличии дополнительных данных). Методы идентификации параметров подмоделей реализованы в прикладных программных модулях. Процедуры калибровки модели объекта, т. е. подбора оптимальных сочетаний поправочных множителей (как и процедуры оптимизации параметров объекта по модели), следует также автоматизировать встроенными (при их отсутствии — внешними) инструментами, реализующими итерационные методы оптимизации.

Пакет ALLBEA спроектирован и реализован с учетом приведенных соображений. Основные программы пакета (рис. 1) — allbea-solver (решатель прямых задач о протекании процессов) и программа allbea-ui, предоставляющая графическую среду.

Дополнительные программы служат для организации прочих сервисов, к которым условно отнесем и решение обратных задач. Так, allbea-

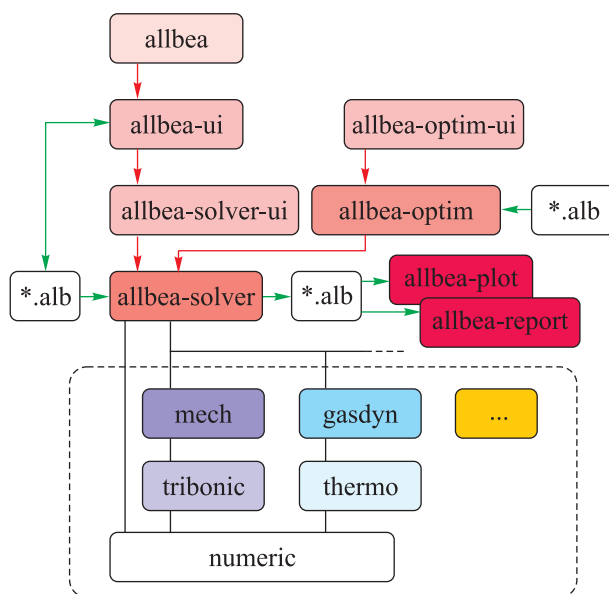


Рис. 1. Программы и библиотеки моделей в составе ALLBEA:

allbea — программа запуска других программ; allbea-ui — графическая среда; allbea-solver — решатель прямых задач; allbea-optim — задач оптимизации; allbea-solver-ui и allbea-optim-ui — их графические интерфейсы; allbea-plot и allbea-report — отображают графики и отчеты о результатах; библиотеки: numeric — алгоритмы; mech и gasdyn — модели динамики и термогазодинамики; tribonic и thermo — модели трибологии и теплофизических свойств рабочих тел

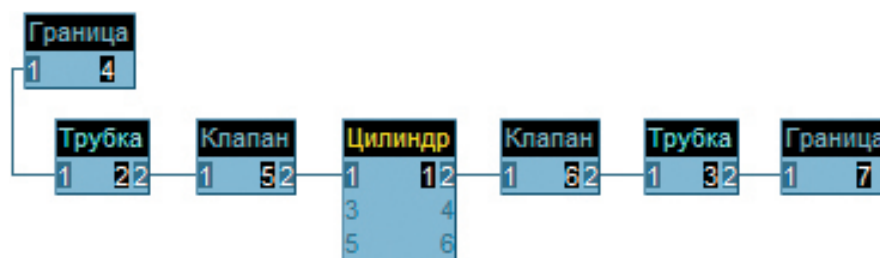


Рис. 2. Схема модели четырехтактного поршневого ДВС

optim [17] (см. рис. 1) — программа для решения задач однокритериальной оптимизации параметров по генетическому алгоритму. Применение программы практически гарантирует нахождение глобальных экстремумов целевых функций (ЦФ) для одного-двух десятков параметров. Расчетчик или исследователь настраивает программу на конкретную задачу, подключая модуль, разрабатываемый на языке C или C++. Однако многокритериальная оптимизация в ALLBEA не реализована; приходится в виде ЦФ формулировать синтетический критерий оптимальности (и в процедуре его расчета учитывать ограничения, присущие реальным задачам).

Пакет ALLBEA разработан с предметно-независимым ядром и библиотеками, модульно реализующими модели элементов, связи между ними и функциональные связи между величинами. От модулей, с помощью которых реализованы алгоритмы решения уравнений модели, отделены модули библиотек классов C++, реализующие конкретные интерфейсы к данным моделей. Таким образом обеспечена модульность, что делает разработку управляемым процессом поэтапного добавления недостающего функционала. При этом функционал несложно расширять как в плане моделей в прикладных библиотеках, так и в плане сервисных средств. Разработчики ALLBEA воспринимают как точки роста те аспекты, в которых пакет недоработан, стремясь развивать и внедрять его в исследовательские и проектные работы.

Ниже описаны расчетные проекты, на примерах которых (в свете представленной методологии) раскрыты возможности ALLBEA.

Примеры расчетных проектов

Расчет показателей четырехтактного двигателя

В учебном процессе на кафедре ДВС УУНиТ магистранты в ходе лабораторной работы рас-

считывают в ППП ALLBEA показатели и оптимизируют параметры двигателя. Для расчетного проекта в качестве исходной они берут 1D-модель тракта односекционного поршневого ДВС с индивидуальными впускным и выпускным каналами (рис. 2).

Развивая выданный проект-прототип, обучающиеся усложняют задачу оптимизации и получают решение с новыми оптимизируемыми параметрами и ЦФ. Им предлагается, сформировав и оптимально настроив 1D-модель ДВС на определенный режим, представить расчетные значения показателей двигателя и свернутую диаграмму параметров состояния в цилиндре (рис. 3) и, как вариант, рассчитать показатели по скоростной характеристике и построить ее график.

Учебный пример (проект-прототип) идет в составе дистрибутива ALLBEA, поэтому его периодически тестируют, поддерживая в актуальном состоянии. В данном примере реализованы автоматический подбор и далее тест значений параметров четырехтактного ДВС: длин впускного и выпускного каналов $L_{вп}$ и $L_{вып}$

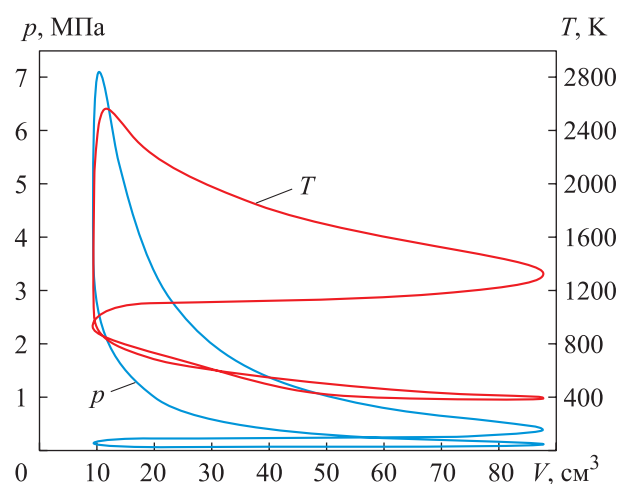


Рис. 3. Рассчитанная индикаторная диаграмма

(параметров, определяющих волновую настройку процессов газообмена), частоты n вращения (режимного параметра), угла φ , начала видимого сгорания (подгоночного параметра).

Дистрибутив ALLBEA содержит другие 1D-модели ДВС, включая многоцилиндровые и двухтактные. Отработанные расчеты передаются в репозиторий ALLBEA, откуда их позже выдают студентам для дипломного проектирования, а аспирантам и инженерам — для расчетов двигателей и энергоустановок в НИР.

В расчетной программе пакета ALLBEA реализованы классические 1D-модели течения ГВТ. Модели элементов представлены моделями каналов и ряда важных емкостей в ГВТ ДВС.

Модель течения в каналах

Система уравнений 1D-модели неустановившегося движения по каналу смеси свежего заряда с продуктами сгорания имеет вид

$$\frac{d}{dt} \int_{x_1}^{x_2} \mathbf{U}(x, t) F dx = \mathbf{F}_x(x_1, t) F - \mathbf{F}_x(x_2, t) F + \int_{x_1}^{x_2} \mathbf{S}(x, t) F dx.$$

Здесь $\mathbf{U} = [\rho_1, \dots, \rho_K, \rho u, \rho E]^T$ — объемные плотности сохраняющихся величин (масс компонентов, количества движения и энергии смеси, где $\rho_1, \dots, \rho_K$ — парциальные плотности; $\rho = \sum_{k=1}^K \rho_k$ — плотность смеси, u — скорость потока смеси; $E = e + 0,5u^2$ — удельная полная энергия; e — удельная внутренняя энергия); $\mathbf{F}_x = [\rho_1 u, \dots, \rho_K u, \rho u^2 + p, \rho u h^*]^T$ — плотности потоков сохраняющихся величин в поперечных сечениях (где p — давление, $h^* = h + 0,5u^2$ — удельная полная энтальпия; h — удельная энтальпия); $\mathbf{S} = [0, \dots, 0, \tau_w \Pi / F + (pdF/dx) / F, q_w \Pi / F]^T$ — объемные плотности «источников» сохраняющихся величин (τ_w и q_w — средние по периметру Π сечения касательное напряжение и плотность потока теплоты, F — площадь сечения); x_1 и x_2 — координаты сечений на входе и выходе в контрольный объем.

Таким образом, система определяет классическую 1D-модель нестационарного течения

смеси K компонентов. Кроме уравнений состояния, модель замыкают подмодели геометрических характеристик: $F = F(x)$ и $\Pi = \Pi(x)$, а также квазистатические модели сопротивления и теплоотдачи от стенок, например, в общем виде:

$$\tau_w = \tau_w(p, T, u, Y_1, \dots, Y_{K-1}, T_w, F, \Pi, k_3);$$

$$q_w = q_w(p, T, u, Y_1, \dots, Y_{K-1}, T_w, F, \Pi, k_3),$$

где $Y_k = \rho_k / \rho$ — массовая доля k -го компонента ($k = 1, \dots, K$); $T_w = T_w(x, t)$ — температура стенки (средняя по периметру); $k_3 = k_3(x)$ — эквивалентный параметр шероховатости.

Модели процессов в емкостях

Модели процессов в прочих полостях ГВТ (начиная с рабочих камер двигателей), или в выделенных зонах — нульмерные (0D), т. е. в их основе лежат уравнения вида

$$\frac{dm_k}{dt} = \sum_{j=1}^J (GY_k)_j + \left(\frac{dm_k}{dt} \right)_{\text{сг}}, \quad k = 1, \dots, K;$$

$$\begin{aligned} \frac{d(me)}{dt} = \sum_{j=1}^J (Gh^*)_j + \left(\frac{dm_{\text{топл}}}{dt} \right)_{\text{сг}} h_{\text{топл}}^* + \\ + Q_{\text{внеш}} - p \frac{dV}{dt}, \end{aligned}$$

где $m_1, \dots, m_K$ — массы компонентов, $m = \sum_{k=1}^K m_k$ — масса рабочего тела в емкости (или рассматриваемой отдельно зоне); G — расход рабочего тела через j -й орган газообмена (включая утечки через неплотности); $(dm_k/dt)_{\text{сг}}$ — скорость образования k -го компонента за счет сгорания («сг»; для рабочих камер); $(dm_{\text{топл}}/dt)_{\text{сг}}$ — расход подаваемого топлива; $h_{\text{топл}}^*$ — полная энтальпия топлива; $Q_{\text{внеш}}$ — суммарный поток теплоты в зону или емкость от стенок или от сопряженных зон.

Для моделей процессов в цилиндрах, кривошипных камерах и ресиверах привлекаются локальные замыкающие подмодели отдельных аспектов (топливоподача, сгорание, теплоотдача, утечки).

Модели течения через границы

Для границ с окружающей средой (и ряда внутренних границ элементов ГВТ, включая органы газообмена) привлекают модели течений через местные сопротивления. Модели эти определяют связь величин во входном 1 и выходном 2 сечениях: например, полных давлений p_i^* и температур T_i^* , расходов G_i и площадей сечений F_i ($i = 1, 2$; рис. 4).

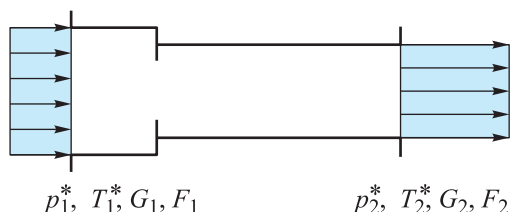


Рис. 4. Расчетная схема местного сопротивления

В основе моделей лежат допущения о стационарном теплоизолированном перетекании газа из одного элемента (канала, емкости) в другой. Из этих допущений следуют уравнения $G_2 = G_1$ и $(Gh^*)_2 = (Gh^*)_1$, выражающие законы сохранения массы и энергии. Замыкать модель должна индивидуальная характеристика, которую задают (идентифицируют), в конечном счете, обработав натурный или вычислительный (в 3D) эксперимент с продувкой устройства. Может быть задана характеристика, определяющая коэффициент потерь полного давления; в расчетах ДВС чаще всего задают характеристики для коэффициентов расхода (определяемые по тем же данным продувок).

Действительный расход $G = G_2 = G_1$ функционально связан с рядом определяющих параметров. В приближении идеального газа ($p = \rho RT$, где $R = \text{const}$) с постоянным отношением теплоемкостей $\gamma = c_p / c_v$:

$$G = G(p_1^*, T_1^*, p_2, \gamma, R, \dots) = C_d G_{\text{теор}},$$

где C_d — коэффициент расхода; p_2 — статическое давление на выходе; $G_{\text{теор}}$ — расход, определяемый моделью обратимого процесса расширения в сужающемся сопле с сечением F_r на срезе:

$$G_{\text{теор}} = F_r \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} f(\bar{p}_2, \gamma),$$

где $\bar{p}_2 = p_2 / p_1^*$ — безразмерный параметр режима. С учетом критического режима на срезе сопла

$$f = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left(\frac{2}{\pi_r^\gamma} - \pi_r^\gamma \right)},$$

$$\text{где } \pi_r = \max \left[\bar{p}_2, (\bar{p}_2)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right].$$

Характеристику местного сопротивления с конкретной геометрией задают, например, как $C_d(\bar{p}_2)$. Такая характеристика адекватна для автомодельных по числу Рейнольдса режимов течения и не учитывает отличий текущих значений γ и R от их значений в условиях статических продувок, в которых получена характеристика.

Площадь F_r может задаваться по номинальному сечению ($F_r = F_c$) отверстия шайбы, трубы, клапанной щели и т. п., или другой подмоделью; например, площадью круга с опорным диаметром: $F_r = \pi d_r^2 / 4$, где d_r — диаметр клапанной горловины или, например, диаметр цилиндра.

Коэффициент расхода C_d , вообще говоря, должен зависеть как от режима течения, так и от относительной координаты запорного органа:

$$C_d = C_d(\bar{p}_2, \bar{h} = h / h_r),$$

где h — подъем тарельчатого клапана или расстояние от кромки поршня до заданной кромки окна (для органов газообмена); h_r — опорный линейный размер, заданный константой или функциональной связью.

Универсальные (в указанных параметрах подобия) расходные характеристики в ППП реализуют, как минимум, интерполяцией по табличным данным обработанных продувок. В классических моделях ступеней лопаточных машин их характеристики чаще представляют полуэмпирическими подмоделями для обоснованной экстраполяции далеко за пределы данных измерений на продувочных стендах.

Мгновенные значения газодинамических потоков на границах, сопрягающих 1D-модели каналов с прочими моделями элементов, алгоритм вычисляет не только по уравнениям квази-

статической модели границы (например, рассмотренной модели местного сопротивления). Расчетные процедуры учитывают и специфические условия совместности, налагаемые уравнениями 1D-модели, вычисляя потоки на основе решений локальных задач о распаде разрыва на таких границах.

Модель свойств рабочего тела

Модель рабочего тела в составе единой модели процессов в ГВТ определяет конкретные уравнения состояния для величин, включая коэффициенты молекулярного переноса. В общем случае это должна быть адекватная модель смеси реальных газов, на практике часто задают приближенные модели. Так, в дизелях удобно представлять рабочее тело моделью двухкомпонентной ($K = 2$) смеси свежего заряда и продуктов сгорания, и свойства таких «укрупненных» компонентов моделировать по данным о свойствах индивидуальных веществ в приближении идеальных газов с переменными теплоемкостями. Для такой модели калорическое и термическое уравнения состояния принимают формы:

$$\begin{aligned} e(p, T, Y_1, \dots, Y_{K-1}) &= e(p, T, Y_1) = \\ &= e_1(T)Y_1 + e_2(T)Y_2, \\ p(\rho, T, Y_1, \dots, Y_{K-1}) &= \rho RT, \\ R &= R_1Y_1 + R_2Y_2, \quad Y_2 = 1 - Y_1, \end{aligned}$$

где R_1 и R_2 — удельные газовые постоянные компонентов; e_1 и e_2 — их удельные внутренние энергии. Зависимости $e_1(T)$ и $e_2(T)$, как и зависимости коэффициентов вязкости и теплопроводности от температуры, определены посредством интерполяции справочных данных о свойствах веществ, и по моделям, определяющим значения этих величин для смесей.

Итак, при рассмотренном (и принятом в других ППП) подходе процесс описывает единая модель, специализированная для конкретных элементов и связей между ними. Расчетная программа в ППП вычисляет решение по единому алгоритму, высокоточному по времени и по пространственной координате. Корректное нахождение решений прямых задач — условие успешного применения итерационных одно- и многокритериальных методов калибровки моделей и оптимизации объектов.

Студенты без затруднений строят в пакете ALLBEA структуры 1D-моделей ГВТ ДВС и да-

лее подбирают их параметры — вручную или применяя расширение ALLBEA OPTIM. В исследовательских работах автоматическая оптимизация параметров незаменима, поскольку позволяет изучить предельные возможности схем ДВС и ЭУ, подтверждая расчетами выбранный облик двигателя или ЭУ. Подбор многих параметров четырехтактного ГВТ ДВС с импульсным наддувом описан в [18].

В расчетах, сопровождающих испытания и доводку изделий, их модели, как правило, уточняют (калибруют). Типовая базовая процедура — выделить модель рабочей камеры и уточнить (подобрать) константы в ней по критериям соответствия измеренным индикаторным диаграммам. Опыт подбора констант модели на задаче теплового расчета (причем сразу для трех нагрузочных режимов) изложен в статье [19]. Для двухтактных двигателей поправками уточняют характеристику в подмодели состава смеси, истекающей через впускные органы [20]. Для двигателей с турбонаддувом поправки вносят в характеристики ступеней лопаточных машин [21]. Модели после калибровки применяют в расчетах для оптимизации проектировочных параметров [20, 21].

Разработчики ППП ALLBEA считают приоритетной задачей расширение функционала, в том числе, автоматизацию задач калибровки модели и оптимизации объектов. Расширяют и набор прикладных моделей. Например, можно подключать внешние (разрабатываемые в рамках НИР) модели элементов систем. В набор встроенных моделей постепенно включают новые модели элементов. Встроенные модели совершенствуют, добавляя и дорабатывая замыкающие модели, и вводят доработанный пакет ALLBEA в НИР и ОКР, замещая в них иностранное ПО.

Ниже приведены примеры расчетов в ALLBEA, выполненных в НИР по ЭУ на базе поршневых двигателей необычных схем.

Расчет свободнопоршневого ДВС

В описываемом проекте расчетом подобраны параметры свободно-поршневого ДВС, а точнее — энергоустановки с линейным генератором со свободным поршнем. После определения облика ЭУ в несколько этапов разработана схема 1D-модели (рис. 5). В модели применены встроенные модели элементов и связей:

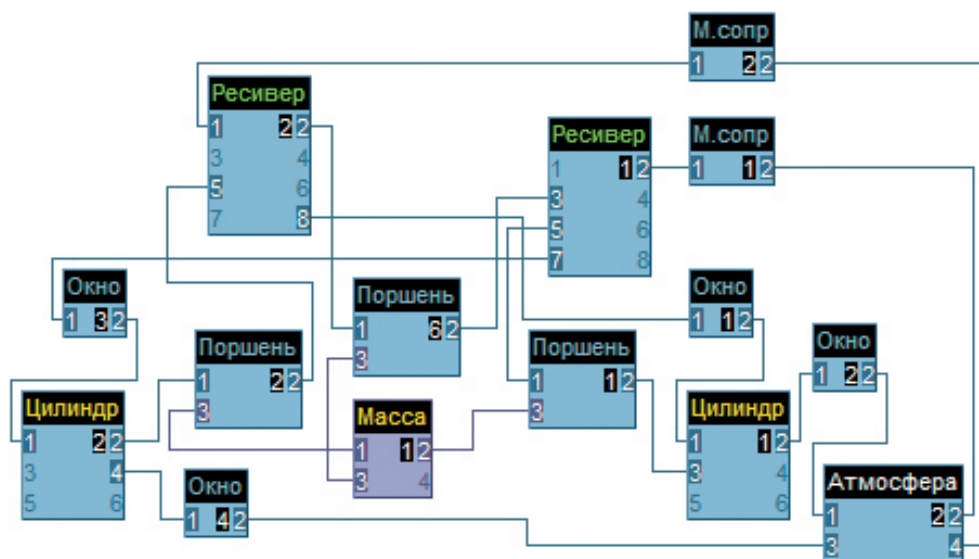


Рис. 5. Структурная схема модели линейного генератора со свободным поршнем

«Цилиндр» (Cylinder), «Ресивер» (Plenum), «Масса» (Mass), «Окно» (ValvePort), «Местное сопротивление» («М. сопр») (Restriction) и «Поршень» (Piston).

Задача была поставлена как оптимизационная уже на первых этапах. Требовалось подобрать по соответствию техническому заданию ряд проектировочных параметров: диаметр цилиндра D , ход поршня S , частоту циклов n , координаты кромок окон и объем начала видимого сгорания в рабочей камере, параметры объема подпоршневой полости и начальную скорость $(v_x)_0 = v_x(t=0)$ поступательно движущейся массы m_{Π} .

В условиях прямой задачи заданы параметры окружающей среды для условий работы ЭУ на высоте $H = 3$ км. Рабочий цикл двухтактный, топливо — бензин, смесеобразование — внешнее, коэффициент избытка воздуха в горючей смеси $\alpha = 0,95$. По результатам предварительных расчетов зафиксированы: диаметр цилиндра $D = 76$ мм и ход поршня $S = 65,8$ мм (по значениям для двигателя, выбранного «донором» деталей цилиндропоршневой группы для опытного образца). В модели объекта на схеме (см. рис. 5) имеются лишь динамические, термо- и газодинамические модели элементов и связей. Сила, приложенная со стороны магнитного поля к поступательно движущейся массе, учтена в правой части уравнения движения массы. Работа магнитной силы за цикл, отнесенная к периоду цикла, соответ-

ствует мощности свободнопоршневого двигателя (СПД) как ДВС. Функциональная связь, определяющая текущее значение этой силы, согласована со специалистами и реализована во внешнем модуле на языке C++, подключенном к встроенной модели «Масса». В этом же модуле подсчитывается выдаваемая электрическая мощность P и КПД η энергоустановки — с учетом (согласованных со специалистами по электро-механике) значений КПД генератора и инвертора, а также электрической мощности, отбираемой от генератора на привод агрегатов. Там же вычисляется и значение ЦФ.

В постановке обратной задачи заданы «целевые» значения хода поршня и (по экспертной оценке) геометрической степени сжатия $\epsilon = 12,5$. Эти значения (помимо главных целевых показателей P и η) учитывались в модуле расчета ЦФ, где за существенные отклонения вычисленных значений от целевых налагались штрафы.

Расчетами в данном проекте на текущем этапе выявлены: связь частоты циклов n с поступательно движущейся массой m_{Π} и предел форсирования СПД по быстроходности (достижимая средняя скорость поршня — не более 4,7 м/с); в качестве приемлемого решения зафиксированы следующие значения: частота циклов $n = 2132$ мин⁻¹; масса $m_{\Pi} = 4,8$ кг. Для этого решения на графиках показаны: координата $x(t)$ и скорость $v_x(t)$ поступательно движущейся массы (рис. 6); давление $p(t)$ и температура $T(t)$ в рабочей камере (рис. 7).

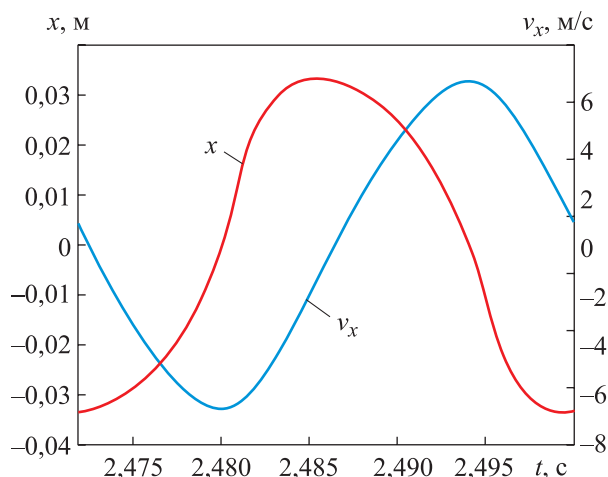


Рис. 6. Расчетные зависимости координаты и скорости поступательно движущейся массы

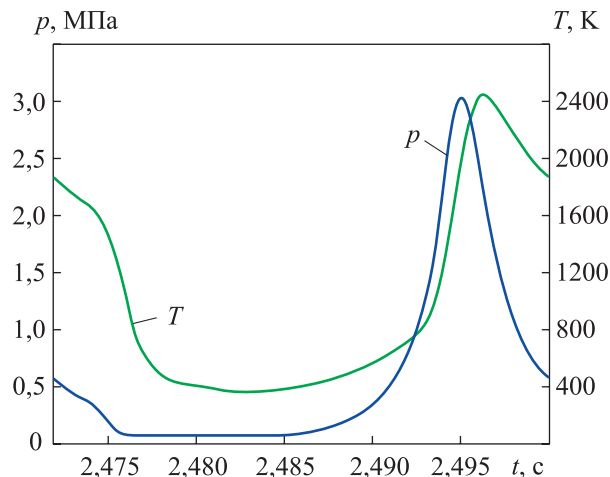


Рис. 7. Расчетные зависимости давления и температуры в рабочей камере

Это решение учтено при компоновке экспериментального образца СПД. После построения геометрической модели и 3D-расчетов течения в рабочей камере, по плану работ предполагается провести новые расчеты по 0D-модели. Необходимо учесть компоновочные ограничения и характеристику продувки рабочей камеры (из 3D-расчета течения через рабочую камеру).

В данном примере построена мультифизическая модель процессов в ЭУ. Решение задачи синтеза объекта по такой (даже весьма грубой) модели позволяет количественно оценить потенциал принятой конструктивной схемы ЭУ. На следующих этапах модель необходимо уточнять на основе данных вычислительных экспериментов и измерений на стенде. Может быть целесообразным реализовать в пакете ALLBEA специальные подмодели электромеханических компонентов.

Расчет двигателя Стирлинга

Опишем еще один расчетный проект, в котором построена 1D-модель двигателя Стирлинга (ДС). На первом этапе в среде ALLBEA собрана схема модели процессов во внутренней полости ДС из встроенных моделей элементов и связей:

«Цилиндр», «Трубка», «Местное сопротивление» («М. сопр») — рис. 8.

На этом этапе численный расчет процессов во внутренней полости опробован в принципе — с реалистичными размерами и кинематикой двигателя Стирлинга типа «альфа». Задана модель гелия как идеального газа с постоянным отношением теплоемкостей. Получены решения с регулярным циклическим процессом в полости. На рис. 9 показаны графики численного решения.

В проект добавлены файлы, автоматизирующие параметризацию прямой задачи и подбор параметров для решения обратной (здесь — задачи максимизации мощности ДС). Решение получено с применением расширения ALLBEA OPTIM. На этом этапе регенератор в 1D-модели ДС отсутствовал, поэтому рассчитанный термический КПД оптимизированного ДС закономерно оказался невысоким. На этом же этапе расчетный проект ДС взят за основу для (также оптимизационных) расчетов криогенератора с обращенным циклом Стирлинга. Для описания теплообменных аппаратов в машинах Стирлинга (регенератора и теплообменников) недостаточно встроенных моделей.

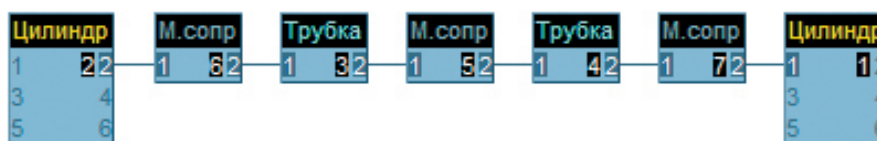


Рис. 8. Схема исходной 1D-модели двигателя Стирлинга

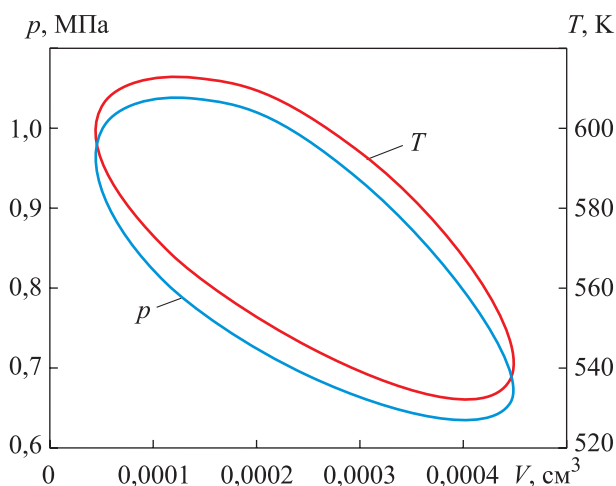


Рис. 9. Расчетные зависимости давления и температуры в «горячей» камере ДС

Так, модель «Трубка» предоставляет лишь граничные условия I рода для теплоотдачи в стенку. Потребовалось расширить функционал: реализовать сопряженные 1D-модели течения в канале и нестационарного поля температуры в материале стенки (и таким же путем приближенно учесть аккумуляцию энергии в регенераторе). Для этого исследовательские модели указанных теплообменных аппаратов были реализованы во «внешних» модулях.

Планируется идентифицировать их по данным вычислительных и натурных экспериментов по продувке образцов теплообменных аппаратов. По данным испытаний опытного образца ДС — откалибровать его 1D-модель. Только после этого калиброванные модели ДС и криогенераторов целесообразно применять для расчетной оптимизации размеров элементов ДС и криогенераторов и рабочих режимов; именно по такой методологии можно адекватно определить влияние действительных размеров камер и трубок теплообменных аппаратов на эффективные мощность и КПД машины Стирлинга.

Данный пример показал, что можно и нужно расширять стандартный функционал пакета ALLBEA, строя в ней модель процессов в ЭУ. В данном случае этого достигли, подключив исследовательские модели элементов систем. И далее в проекте планируют применить ALLBEA для анализа результатов испытаний опытных образцов машин Стирлинга. Действительно, исследователи уточняют 1D-модель по данным о работе теплообменных аппаратов как с продувочных стендов, так и по данным рас-

четов (вычислительных экспериментов), где будут решены локальные задачи в 3D-постановке. Модель планируют затем поэтапно калибровать данными с испытательных стендов, и после этого применять для отыскания оптимальных параметров опытных образцов в ходе их доводки.

Во всех рассмотренных выше примерах расчетов 1D-модели применены именно для решения оптимизационных задач, т. е. проекторочных расчетов. В двух из трех описанных проектов (расчеты двигателей необычных схем) планируют развивать 1D-модель, уточняя ее по данным испытаний опытных образцов.

Заключение

На основе опыта разработки, внедрения и применения пакета ALLBEA сделаны следующие выводы.

1. Пакет заменил аналогичные программные пакеты в учебном процессе на кафедре ДВС УУНиТ.
2. Пакет применим к расчетам в рамках НИР (поиск и расчетные оценки оптимальных вариантов исполнения энергоустановок).
3. Для уверенного применения в ответственных расчетных и расчетно-экспериментальных работах необходимо развить библиотеки моделей проточных и тепловых элементов, преобразователей и потребителей энергии и исполнительных механизмов, обеспечив интеграцию с моделями алгоритмов систем управления.
4. Цель проекта ALLBEA (эффективный инструмент для расчетов энергоустановок) достижима при рациональных формах сотрудничества как внутри УУНиТ, так и с другими университетами и организациями.

В планах группы разработчиков — поэтапно доработать ALLBEA. Развитие библиотек прикладных моделей и алгоритмов опирается на отработанную методологию разработки. Будут доработаны модели, алгоритмы, сервисные средства (и, в свое время, архитектура пакета). Так, одна из задач текущей фундаментальной НИР — корректно реализовать эффективные алгоритмы решения дифференциальных уравнений моделей процессов с особенностями.

Развитие и внедрение пакета предполагаются планами других НИР и ОКР с привлечением к сотрудничеству заинтересованных специалистов. Пример задачи из этого плана — реализовать и интегрировать в ALLBEA алгоритмы и сервисы многокритериальной оптимизации двигателей и ЭУ.

Литература

- [1] *Simcenter Simulation and Test Solutions*. URL: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/> (accessed August 09, 2023).
- [2] *Simcenter Amesim Software*. URL: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/systems-simulation/amesim/> (accessed August 09, 2023).
- [3] *GT-POWER. Gamma Technologies*. URL: <https://www.gtisoft.com/gt-power/> (accessed August 09, 2023).
- [4] *GT-SUITE. Gamma Technologies*. URL: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/> (accessed August 09, 2023).
- [5] *WAVE. Products. Realis Simulation*. URL: <https://www.realis-simulation.com/products/wave/> (accessed August 09, 2023).
- [6] *AVL Homepage. Simulation Solutions*. URL: <https://www.avl.com/simulation/> (accessed August 09, 2023).
- [7] *AVL iceSUITE™*. URL: <https://www.avl.com/avl-icesuite/> (accessed August 09, 2023).
- [8] *Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК*. URL: <https://diesel-rk.com/Rus/> (дата обращения 09.08.2023).
- [9] Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [10] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [11] Кулешов А.С., Гордин М.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 70–96. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [12] Горбачев В.Г., Загайко С.А., Рудая Н.В. и др. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста. Уфа, УГАТУ, 1995, 112 с.
- [13] *Ansys. Engineering Simulation Software*. URL: <https://ansys.com/> (accessed August 09, 2023).
- [14] *Ansys Fluent. Fluid Simulation Software*. URL: <https://ansys.com/products/fluids/ansys-fluent/> (accessed August 09, 2023).
- [15] *CAE-Fidesys — российская CAE система*. URL: <https://cae-fidesys.com/> (дата обращения 09.08.2023).
- [16] Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов. *Вестник УГАТУ*, 2012, т. 16, № 5, с. 60–68.
- [17] Черноусов А.А. Программа ALLBEA OPTIM для оптимизации параметров по генетическому алгоритму. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2021666333. Москва, Роспатент, 13.10.2021 г.
- [18] Черноусов А.А. Оптимальные по наполнению параметры газоздушного тракта четырехтактного ДВС. *Вестник УГАТУ*, 2013, т. 17, № 3, с. 239–245.
- [19] Черноусов А.А. Модель процесса в рабочей камере ДВС и метод идентификации модели по индикаторной диаграмме. *Вестник УГАТУ*, 2017, т. 21, № 1, с. 50–55.
- [20] Михайлов В.С. Методика параметрической идентификации модели процессов газообмена двухтактных ДВС. Дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2010, 159 с.
- [21] Тергулов Т.И. Уточнение модели ДВС с газотурбинным наддувом параметрической идентификацией по характеристике турбины. Дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2016, 123 с.

References

- [1] *Simcenter Simulation and Test Solutions*. Available at: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/> (accessed August 09, 2023).
- [2] *Simcenter Amesim Software*. URL: <https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/systems-simulation/amesim/> (accessed August 09, 2023).
- [3] *GT-POWER. Gamma Technologies*. Available at: <https://www.gtisoft.com/gt-power/> (accessed August 09, 2023).
- [4] *GT-SUITE. Gamma Technologies*. Available at: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/> (accessed August 09, 2023).
- [5] *WAVE. Products. Realis Simulation*. Available at: <https://www.realis-simulation.com/products/wave/> (accessed August 09, 2023).
- [6] *AVL Homepage. Simulation Solutions*. Available at: <https://www.avl.com/simulation/> (accessed August 09, 2023).
- [7] *AVL iceSUITE™*. Available at: <https://www.avl.com/avl-icesuite/> (accessed August 09, 2023).
- [8] *Programmnyy kompleks DIZEL'-RK [DIESEL-RK Software Package]*. Available at: <https://diesel-rk.com/Rus/> (accessed August 09, 2023).
- [9] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochnik protsessov DVS* [Development of Calculation Methods and Optimization of Internal Combustion Engine Work Processes]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Publ., 2011, 235 p. (In Russ.).

- [10] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [11] Kuleshov A.S., Gordin M.V., Markov V.A., Barchenko F.B., Karpets F.S. Computational Study of the Working Process of a Dual-Fuel Hydrogen Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 70–96. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [12] Gorbachev V.G., Zagayko S.A., Rudaya N.V. et al. *Sistema imitatsionnogo modelirovaniya «Al'beya» (yadro). Rukovodstvo pol'zatelya. Rukovodstvo programmista* [Albeya Simulation System (Core). User Guide. Programmer's Guide]. Ufa, UGATU Publ., 1995, 112 p. (In Russ.).
- [13] *Ansys. Engineering Simulation Software*. Available at: <https://ansys.com/> (accessed August 09, 2023).
- [14] *Ansys Fluent. Fluid Simulation Software*. Available at: <https://ansys.com/products/fluids/ansys-fluent/> (accessed August 09, 2023).
- [15] *CAE-Fidesys — rossiyskaya CAE sistema* [CAE-Fidesys — Russian CAE System]. Available at: <https://cae-fidesys.com/> (accessed August 09, 2023).
- [16] Enikeev R.D., Chernousov A.A. Design and Implementation of a Software Package for Analysis and Synthesis of Complex Technical Objects. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 5, pp. 60–68. (In Russ.).
- [17] Chernousov A.A. *Programma ALLBEA OPTIM dlya optimizatsii parametrov po geneticheskemu algoritmu* [ALLBEA OPTIM Program for Optimizing Parameters Using a Genetic Algorithm]. Svidetel'stvo o registratsii programmy dlya EVM no. 2021666333. Moscow, Rospatent Publ., 13.10.2021. (In Russ.).
- [18] Chernousov A.A. Optimal Design of Four-Stroke Piston Engine Tract. *Vestnik UGATU*, 2013, vol. 17, no. 3, pp. 239–245. (In Russ.).
- [19] Chernousov A.A. Model of In-Cylinder Process and Method of Identification of Its Parameters Using Indicator Diagram. *Vestnik UGATU*, 2017, vol. 21, no. 1, pp. 50–55. (In Russ.).
- [20] Mikhaylov V.S. *Metodika parametricheskoy identifikatsii modeli protsessov gazoobmena dvukhtaknykh DVS* [Methodology for Parametric Identification of a Model of Gas Exchange Processes in Two-Stroke Internal Combustion Engines]. Ph. D. Diss. Ufa, 2010, 159 p. (In Russ.).
- [21] Teregulov T.I. *Utochnenie modeli DVS s gazoturbinnym nadduvom parametricheskoy identifikatsiei po kharakteristike turbiny* [Refinement of an Internal Combustion Engine Model with Gas Turbine Supercharging Using Parametric Identification Based on Turbine Characteristics]. Ph. D. Diss. Nizhniy Novgorod, 2016, 123 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Еникеев Рустэм Далилович — доктор технических наук, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: rust_en@mail.ru

Черноусов Андрей Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: andrei.chernousov@mail.ru

Information about the authors

Enikeev Rustem Dalilovich — Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology. E-mail: rust_en@mail.ru

Chernousov Andrey Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology. E-mail: andrei.chernousov@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Пакет прикладных программ ALLBEA для моделирования и оптимизации процессов энергетических установок. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 3–15. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.3-15>

Citation:

Enikeev R.D., Chernousov A.A. ALLBEA Application Software Package to Simulate and Optimize Processes in the Energy Systems. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 3–15. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.3-15>

УДК 621.43.047.3

DOI: 10.18698/jec.2023.4.16-23

Применение комплекса AVL Cruise M для моделирования работы двигателя в составе транспортного средства

А.С. Стряпунин, А.Л. Яковенко, М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков,
Ю.В. Трофименко, А.Ю. Дунин

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Introducing the AVL Cruise M System to Simulate Engine Operation as the Vehicle Component

A.S. Stryapunin, A.L. Yakovenko, M.G. Shatrov, L.N. Golubkov,
Yu.V. Trofimenko, A.Yu. Dunin

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)

Рассмотрены различные направления использования программного комплекса 1D-моделирования AVL Cruise M. Приведен пример моделирования ездового цикла автомобиля с классической и комбинированной силовыми установками. Представлены результаты валидации модели автомобиля с двигателем внутреннего сгорания, которые показали высокую сходимость с реальным прототипом. Смоделированы разгон автомобиля до максимальной скорости и ездовой цикл NEDC для обоих вариантов силовой установки. Результаты исследования подтвердили возможность существенного сокращения расхода топлива в городских условиях движения при замене четырехцилиндрового дизеля комбинированной энергетической установкой с трехцилиндровым дизелем.

Ключевые слова: проектирование, двигатель внутреннего сгорания, ездовой цикл, гибридный автомобиль, комбинированная энергетическая установка, 1D-моделирование, AVL

The paper considers various approaches to using the AVL Cruise M 1D simulation software package. It provides an example of simulating the vehicle driving cycle with the classic and combined power plants. Validation results for the internal combustion engine vehicle are presented showing high convergence with a real prototype. Vehicle acceleration to the maximum speed and the NEDC driving cycle were simulated for both the power system options. Study results confirmed possibility of significant reduce in the fuel consumption under the urban driving conditions by replacing a four-cylinder diesel engine with the combined power system with the three-cylinder diesel engine.

Keywords: design, internal combustion engine, drive cycle, hybrid vehicle, combined power system, 1D modeling, AVL

Введение

При проектировании автомобиля и его энергетической установки роль информационных технологий крайне важна для сокращения сроков и материальных затрат на проектирование, повышения качества результатов и получения конкурентных преимуществ. Помимо замены части дорогостоящих натурных испытаний расчетами моделирование позволяет сократить количество ошибок на ранних стадиях проектирования, устранение которых в дальнейшем потребует значительных расходов и времени.

Важной задачей в процессе проектирования двигателя является моделирование его неустановившихся режимов работы, поскольку они составляют основную долю режимов в процессе эксплуатации транспортного средства (ТС) [1]. Это актуально, например, при выполнении исследований структурного шума двигателя на режиме разгона [2, 3].

Задачу исследования неустановившихся режимов работы можно решить путем совместного моделирования двигателя и ТС, при котором учитываются переменные факторы внешней нагрузки на двигатель со стороны автомобиля,

учесть которые при обособленном моделировании двигателя затруднительно [1].

На этапе внешнего проектирования приходится анализировать множество различных вариантов, чтобы выбрать оптимальную конфигурацию по совокупности показателей для конкретного автомобиля и его предполагаемого режима эксплуатации [4, 5]. С этой задачей успешно справляются современные программные комплексы, реализующие концепцию 1D-моделирования.

В настоящее время ведущие инженеринговые фирмы в области машиностроения активно разрабатывают и постоянно улучшают средства функционального моделирования в виде следующих комплексов, которые эффективно используют для разработки перспективных транспортных средств: AVL (Австрия) — AST, Siemens (Германия) — Amesim, Gamma Technologies (США) — GT-SUITE, Magna (Канада) — KULI.

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ в учебном процессе и научной работе применяется программный комплекс (ПК) AVL Cruise M. ПК AVL Cruise M разрабатывался специально для автомобильной промышленности и позволяет быстро рассчитать переходные процессы в двигателе и автомобиле, что актуально для решения научных задач кафедры. Помимо этого комплекс обладает широким функционалом для расчетов в режиме реального времени, оптимизации и планирования экспериментов [6–16].

Функциональные возможности, связанные с оптимизацией, имеют большое значение, поскольку во многом определяют удобство и эффективность использования программы.

Результатом расчетов в AVL Cruise M является комплекс показателей: мощностных, экономических и экологических. Это позволяет проводить многоплановые исследования по оценке влияния режима движения, например, интенсивности ускорения, настроек системы управления, трансмиссии и других элементов автомобиля на его показатели, в том числе и уровень шума. Таким образом, можно формировать предположения по организации управления двигателем и ТС для достижения комплекса требуемых показателей (виброакустических, экономических, мощностных).

Отметим, что ПК AVL Cruise M можно использовать и как инструмент, позволяющий целиком решать задачи по моделированию

и исследованиям ТС, и как источник промежуточных данных для дальнейшей обработки их другими программными комплексами.

Разработка модели транспортного средства в комплексе AVL Cruise M

В ПК AVL Cruise M, как и в аналогичных программах для функционального моделирования, модели формируются из отдельных блоков готовой библиотеки компонентов, эти блоки соединяются между собой специальными связями.

Базовая модель автомобиля включает в себя двигатель, трансмиссию, кузов и водителя. Для трансмиссии необходимо задать передаточные числа и моменты переключения коробки передач, а также моменты инерции и механические потери ее элементов. Кузов определяет массогабаритные характеристики автомобиля и коэффициенты сопротивления движению. Модель водителя представляет собой ПИД-регулятор, для которого уставка — это требуемая скорость движения, а регулируемый параметр — нажатие на педаль газа или тормоза.

В качестве примера практического применения ПК AVL Cruise M было выполнено моделирование легкового автомобиля с четырехцилиндровым дизелем ($iV_h = 2$ л, $N_{e\text{ ном}} = 135$ кВт, $M_{к\text{ max}} = 380$ Н · м) и автоматической шестиступенчатой коробкой передач.

На следующем этапе был смоделирован гибридный вариант автомобиля путем замены четырехцилиндрового дизеля трехцилиндровым, пропорционально масштабированным по среднему эффективному давлению, и добавления электрической части, которая включала в себя электродвигатель, батарею и подсистему управления, контролирующую сигнал нагрузки и позволяющую осуществлять рекуперативное торможение. Характеристики электродвигателя подбирали так, чтобы по мощности компенсировать один цилиндр двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Модель ТС с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) представлена на рис. 1.

Валидацию базовой модели с четырехцилиндровым дизелем проводили по разгонной характеристике автомобиля до максимальной скорости (рис. 2) и расходу топлива на стандартном европейском ездовом цикле NEDC. Результаты проверки модели подтвердили удовлетворительную сходимость (табл. 1).

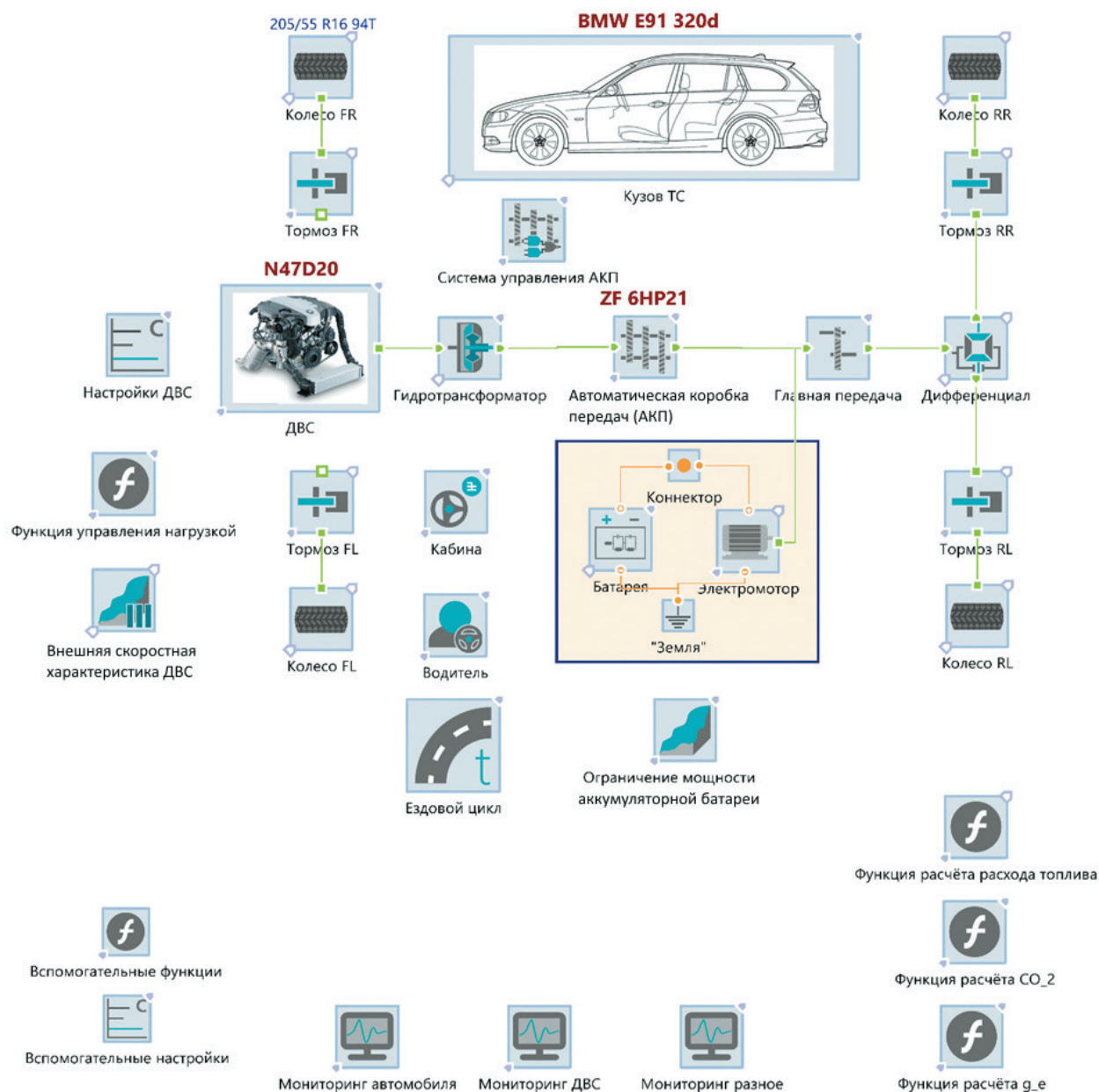


Рис. 1. Состав и структура модели автомобиля с КЭУ

Анализ результатов исследования автомобиля с традиционной и комбинированной энергетической установками

Для разработанных моделей автомобиля с поршневым ДВС и КЭУ был выполнен анализ эффективности работы с ускорениями ездового цикла.

Результаты моделирования (рис. 3) показали незначительный прирост в динамике разгона и некоторое уменьшение максимальной скорости у КЭУ. Близкие результаты разгона подтвердили то, что используемый электродвигатель по мощности эквивалентен одному цилиндру.

При моделировании ездового цикла NEDC для автомобиля с КЭУ стартовый заряд аккумулятора подбирали так, чтобы в начале и в конце цикла он был одинаковым.

Как видно из табл. 2, автомобиль с КЭУ имеет преимущество по расходу топлива при движении в городе, поскольку при разгоне до 20 км/ч электродвигатель способен без помощи ДВС разгонять автомобиль с требуемым для данного цикла ускорением.

Таким образом, применение электродвигателя позволяет использовать ДВС с меньшей номинальной мощностью, что положительно сказывается на расходе топлива при эксплуа-

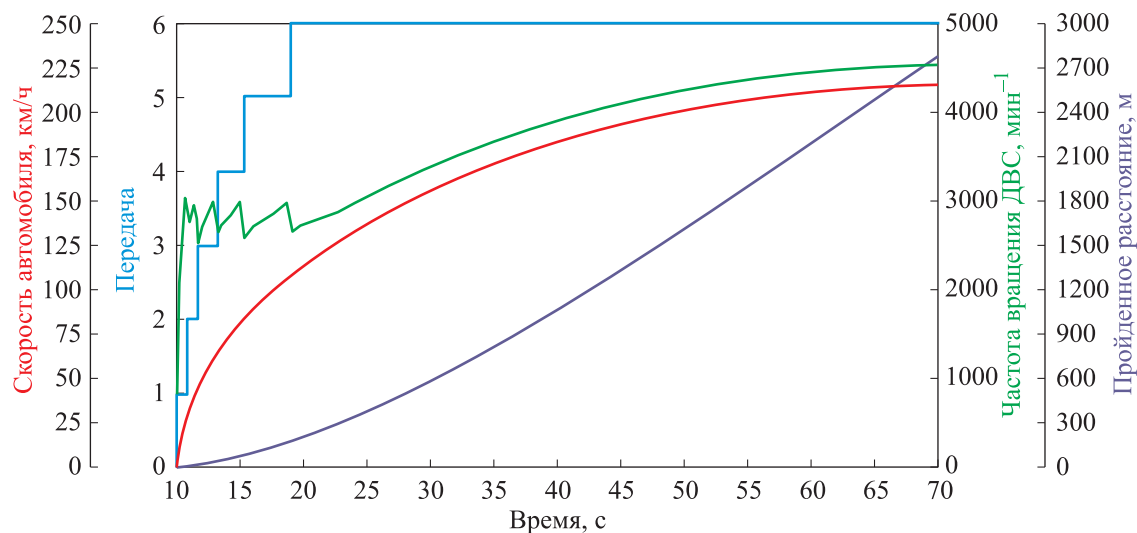


Рис. 2. Результаты разгона автомобиля до максимальной скорости

Таблица 1. Результат валидации модели автомобиля

Параметр	Данные по литературным источникам	Результаты расчета по модели
Время разгона от 0 до 100 км/ч, с	7,7	7,62
Время достижения расстояния 402 м (1/4 мили), с	15,3	15,47
Максимальная скорость, км/ч	231	220
Расход топлива (город), л/100 км	6,9	6,74
Расход топлива (трасса), л/100 км	4,5	4,89
Расход топлива (смешанный), л/100 км	5,4	5,57

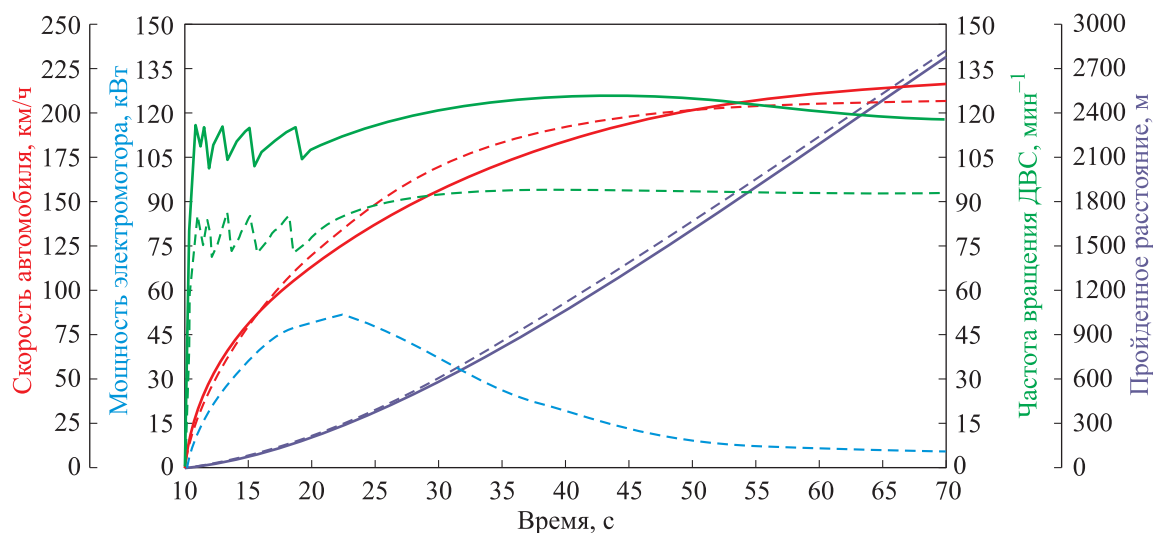
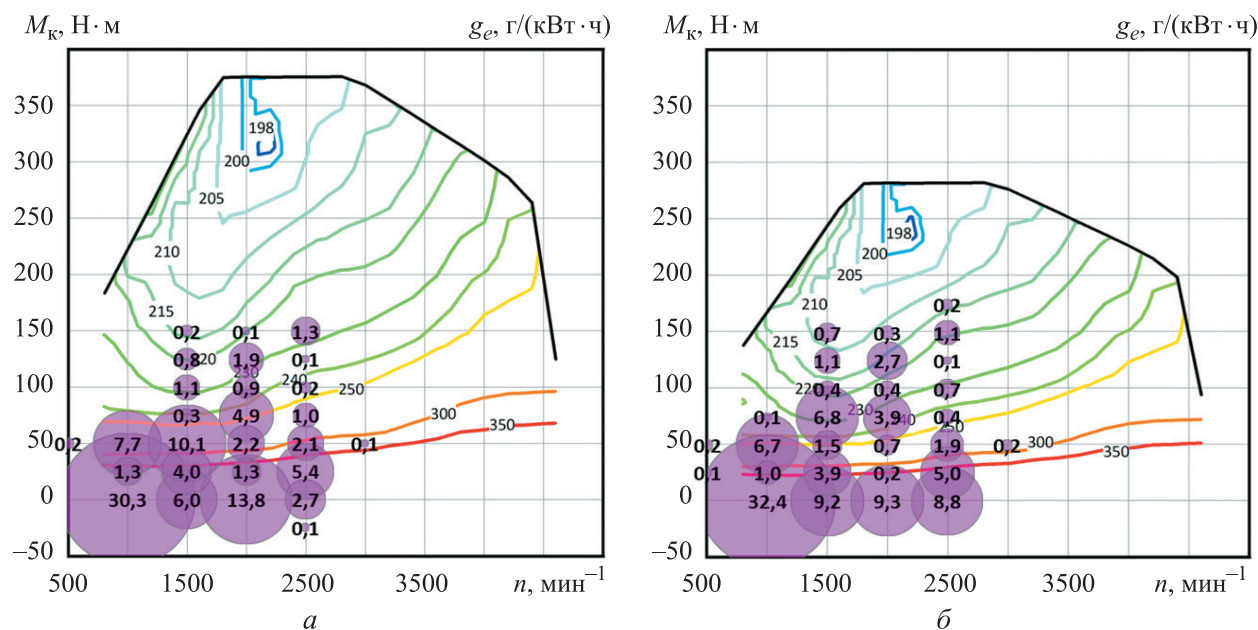


Рис. 3. Результаты расчета разгона автомобиля до максимальной скорости с различными вариантами энергетических установок (сплошная линия — классическая силовая установка, пунктирная — гибридная)

Таблица 2. Сравнение основных показателей автомобиля с ДВС и гибридной силовой установкой

Параметр	ДВС	КЭУ	Изменение параметра для КЭУ относительно ДВС, %
Время разгона от 0 до 100 км/ч, с	7,62	7,29	–4,3
Время достижения расстояния 402 м (1/4 мили), с	15,47	15,17	–1,9
Максимальная скорость, км/ч	220	208	–5,5
Расход топлива (город), л/100 км	6,74	4,55	–32,5
Расход топлива (трасса), л/100 км	4,89	5,07	+3,7
Расход топлива (смешанный), л/100 км	5,57	4,88	–12,4

Рис. 4. Зоны рабочих режимов ДВС на ездовом цикле NEDC:
а — ДВС; б — КЭУ

тации ТС в городе, в условиях которого ДВС почти четверть всего времени работает на режиме холостого хода, и поэтому эффект от использования электродвигателя значителен. Это иллюстрирует график ездового цикла NEDC в координатах крутящего момента M_k и частоты вращения n с указанием доли отдельных режимов относительно всего цикла (рис. 4).

Более высокий расход топлива при движении за городом по трассе связан с тем, что на этих режимах (см. рис. 4) электродвигатель переходит на подзарядку батарей и работает как генератор. Однако в этом случае, как следует из сравнения рис. 4, а и б, режимы работы ДВС в составе КЭУ в условиях ездового цикла NEDC (окружности с числами) соответствуют мень-

шим значениям удельного эффективного расхода топлива g_e , что компенсирует увеличение расхода топлива.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Представлена методика моделирования и оценки работы ТС с различными видами энергетических установок. Рассмотрены аспекты совместной работы поршневого двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя.

2. С использованием ПК AVL Cruise M сформирована модель и проведено исследование разгона и ездового цикла NEDC легкового автомобиля с дизелем и комбинированной энергетической установкой.

3. Результаты моделирования цикла NEDC для автомобиля с КЭУ показали снижение расхода топлива при эксплуатации в городе и смешанном режиме на 32,5 и 12,4 % соответственно, а также рост расхода на трассе на 3,7% (ввиду необходимости подзаряжать аккумулятор).

4. В результате выполненных исследований была подтверждена возможность замены четырехцилиндрового дизеля КЭУ с трехцилиндровым дизелем с меньшим рабочим объемом и номинальной мощностью без потерь динамических характеристик автомобиля.

Литература

- [1] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, РУДН, 2009, 379 с.
- [2] Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Алексеев И.В., Гадир Н. Методика моделирования структурного шума ДВС на неустановившихся режимах. *Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. Наземные транспортные системы*, 2014, № 3 (130), с. 60–65.
- [3] Казаков С.С., Предеин А.А., Глазков А.О., Яковенко А.Л. Сравнительный анализ методов исследования структурного шума двигателя внутреннего сгорания для разных уровней. *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*, 2021, № 3 (29). URL: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1042/pdf_608 (дата обращения 15.10.2023).
- [4] Шатров М.Г., Яковенко А.Л. Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства «ДВС». *Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета)*, 2009, № 1 (16), с. 10–18.
- [5] Singh J., Nozari H., Herreros H., Tsolakis H. Synergies between Aliphatic Bio-Alcohols and Thermo-Chemical Waste Heat Recovery for Reduced CO₂ Emissions in Vehicles. *Fuel*, 2021, vol. 304, iss. 121439. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121439>
- [6] Aydın M., Soruşbay C. A Methodology to Creating Semi-Artificial City Driving Cycle: Case Study of Istanbul. *Journal of Engineering and Applied Science*, 2022, vol. 69, no. 1, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1186/s44147-022-00132-1>
- [7] Nemes D., Palfi T., Hajdu S. Vehicle Dynamic Simulation Possibilities Using AVL Cruise M. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 2020, vol. 5, no. 2, pp. 309–323. <https://doi.org/10.21791/IJEMS.2020.2.35>
- [8] Румянцев В.В., Луцко В.В., Мавлеев В.В., Павленко В.В. Турбокомпрессор с регулируемым сопловым аппаратом: газодинамический расчет, 3D-моделирование, CFD-анализ, характеристики. *Труды НАМИ*, 2023, № 1 (292), с. 6–18. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-1-6-18>
- [9] Schumacher S., Schmid S., Wieser P., Stetter R., Till R. Design, Simulation and Optimization of an Electrical Drive-Train. *Vehicles*, 2021, vol. 3, pp. 390–405. <https://doi.org/10.3390/vehicles3030024>
- [10] Galvagno A., Previti U., Famoso F., Brusca S. An Innovative Methodology to Take into Account Traffic Information on WLTP Cycle for Hybrid Vehicles. *Energies*, 2021, vol. 14, p. 1548. <https://doi.org/10.3390/en14061548>
- [11] Bagameri N., Varga B.-O., Moldovanu D., Csato A., Karamousantas D. Analysis of Range Extended Hybrid Vehicle with Rotary Internal Combustion Engine Using AVL Cruise. *AMMA 2018*, 2019, PAE, pp. 312–319. https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_35
- [12] Parmar V. *Model-In-Loop Development and Experimental Assessments on Noise and Vibration Effects for Hybrid Powertrain*. Doctoral Thesis, 2017, Università di Parma, 83 p.
- [13] Hasewend W. AVL Cruise. *ATZ — Automob. Zeitschrift*, 2001, vol. 103, no. 5, pp. 382–392. <https://doi.org/10.1007/bf03224378>
- [14] Zhang Y., Yuan W., Fu W., Wang C. Design of an Energy-Saving Driving Strategy for Electric Buses. *IEEE Access*, 2019, vol. 7, pp. 157693–157706, <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2950390>
- [15] Илимбетов Р.Ю., Попов Р.Ю., Баканов А.В., Кирпичников И.В. Компьютерное моделирование процессов движения легкового автомобиля с последовательной комбинированной энергетической установкой. *Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии*, 2014, т. 70, с. 71–77.
- [16] Слепцов М.А., Омара А.М. Моделирование движения электромобиля в стандартном цикле. *Электротехника*, 2018, № 8, с. 67–73.

References

- [1] Patrakhal'tsev N.N. *Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unsteady Modes of Operation of Internal Combustion Engines]. Moscow, RUDN Publ., 2009, 379 p. (In Russ.).
- [2] Shatrov M.G., Yakovenko A.L., Alekseev I.V., Gadir N. Methodology for Modeling Structural Noise of Internal Combustion Engines in Unsteady Modes. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Nazemnye transportnye sistemy*, 2014, no. 3 (130), pp. 60–65. (In Russ.).
- [3] Kazakov S.S., Predein A.A., Glazkov A.O., Yakovenko A.L. Comparative Analysis of Internal Combustion Engine Structure-Borne Noise Research Methods for Different Design Levels. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*, 2021, no. 3 (29). Available at: https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1042/pdf_608 (accessed October 15, 2023). (In Russ.).
- [4] Shatrov M.G., Yakovenko A.L. Method and Some Results of Calculation Structure-Born Noise of Internal Combustion Engine for Components of Union Information Space Ice Forming. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta)*, 2009, no. 1 (16), pp. 10–18. (In Russ.).
- [5] Singh J., Nozari H., Herreros H., Tsolakis H. Synergies between Aliphatic Bio-Alcohols and Thermo-Chemical Waste Heat Recovery for Reduced CO₂ Emissions in Vehicles. *Fuel*, 2021, vol. 304, iss. 121439. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121439>
- [6] Aydin M., Soruşbay C. A Methodology to Creating Semi-Artificial City Driving Cycle: Case Study of Istanbul. *Journal of Engineering and Applied Science*, 2022, vol. 69, no. 1, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1186/s44147-022-00132-1>
- [7] Nemes D., Palfi T., Hajdu S. Vehicle Dynamic Simulation Possibilities Using AVL Cruise M. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 2020, vol. 5, no. 2, pp. 309–323. <https://doi.org/10.21791/IJEMS.2020.2.35>
- [8] Rumyantsev V.V., Lushcheko V.V., Mavleev V.V., Pavlenko V.V. Turbocharger with Adjustable Nozzle Unit: Gas Dynamic Calculation, 3D Modeling, CFD Analysis, Characteristics. *Trudy NAMI*, 2023, no. 1 (292), pp. 6–18. (In Russ.). <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-1-6-18>
- [9] Schumacher S., Schmid S., Wieser P., Stetter R., Till R. Design, Simulation and Optimization of an Electrical Drive-Train. *Vehicles*, 2021, vol. 3, pp. 390–405. <https://doi.org/10.3390/vehicles3030024>
- [10] Galvagno A., Previti U., Famoso F., Brusca S. An Innovative Methodology to Take into Account Traffic Information on WLTP Cycle for Hybrid Vehicles. *Energies*, 2021, vol. 14, p. 1548. <https://doi.org/10.3390/en14061548>
- [11] Bagameri N., Varga B.-O., Moldovanu D., Csato A., Karamousantas D. Analysis of Range Extended Hybrid Vehicle with Rotary Internal Combustion Engine Using AVL Cruise. *AMMA 2018*, 2019, PAE, pp. 312–319. https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8_35
- [12] Parmar V. *Model-In-Loop Development and Experimental Assessments on Noise and Vibration Effects for Hybrid Powertrain*. Doctoral Thesis, 2017, Università di Parma, 83 p.
- [13] Hasewend W. AVL Cruise. *ATZ — Automob. Zeitschrift*, 2001, vol. 103, no. 5, pp. 382–392. <https://doi.org/10.1007/bf03224378>
- [14] Zhang Y., Yuan W., Fu W., Wang C. Design of an Energy-Saving Driving Strategy for Electric Buses. *IEEE Access*, 2019, vol. 7, pp. 157693–157706, <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2950390>
- [15] Ilimbetov R.Yu., Popov R.Yu., Bakanov A.V., Kirpichnikov I.V. Computer Simulation of the Car Movement with Sequential Combined Power Plant. *Vestnik Chelyabinskoy gosudarstvennoy agroinzhenernoy akademii*, 2014, vol. 70, pp. 71–77. (In Russ.).
- [16] Sleptsov M.A., Omara A.M. Simulation of Electric Vehicle Movement in a Standard Cycle. *Elektrotehnika*, 2018, no. 8, pp. 67–73. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Стряпунин Александр Сергеевич — аспирант кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: alex.s.study@mail.ru

Яковенко Андрей Леонидович — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: iakovenko_home@mail.ru

Шатров Михаил Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: dvs@madi.ru

Голубков Леонид Николаевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: dvs@madi.ru

Трофименко Юрий Васильевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техносферная безопасность», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: ywtrofimenko@mail.ru

Дунин Андрей Юрьевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: a.u.dunin@yandex.ru

Information about the authors

Stryapunin Aleksandr Sergeevich — Postgraduate, Department of Heat Engineering and Car-and-Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: alex.s.study@mail.ru

Yakovenko Andrey Leonidovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Heat Engineering and Car-and-Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: iakovenko_home@mail.ru

Shatrov Mikhail Georgievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engineering and Car-and-Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: dvs@madi.ru

Golubkov Leonid Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Heat Engineering and Car-and-Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: dvs@madi.ru

Trofimenko Yuri Vasilievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technosphere Safety, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: ywtrofimenko@mail.ru

Dunin Andrey Yurievich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Department of Heat Engineering and Car-and-Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: a.u.dunin@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Стряпунин А.С., Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В., Дунин А.Ю. Применение комплекса AVL Cruise M для моделирования работы двигателя в составе транспортного средства. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 16–23. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.16-23>

Citation:

Stryapunin A.S., Yakovenko A.L., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Trofimenko Yu.V., Dunin A.Yu. Introducing the AVL Cruise M System to Simulate Engine Operation as the Vehicle Component. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 16–23. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.16-23>

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.4.24-31

Повышение эффективности охлаждения поршня за счет изменения конструкции форсунки

И.Ф. Гумеров, А.С. Куликов, Л.И. Фардеев, М.Д. Ханнанов, В.В. Бурлаков, А.А. Кидрасова

Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ»

Increasing the Piston Cooling Efficiency by Changing the Nozzle Design

I.F. Gumerov, A.S. Kulikov, L.I. Fardeev, M.D. Khannanov, V.V. Burlakov, A.A. Kidrasova

R&D Center, KAMAZ PTC

В статье приведены результаты исследовательской работы по поиску конструктивных решений, сокращающих потери масла при попадании его в масляную галерею поршня. При проведении численного моделирования и экспериментального исследования варьировались следующие параметры форсунки охлаждения поршня (ФОП): длина трубки после поворотного колена, диаметр сопла, угол образующей выходного сопла и диаметр отверстия в болте. На основе полученных результатов разработана конструкция ФОП с расходом масла через мишень, имитирующую отверстие в полости поршня, на уровне 90 % от расхода масла через сопло ФОП. Изготовлены опытные образцы и проведены стендовые испытания.

Ключевые слова: двигатель, поршень, форсунка охлаждения поршня, охлаждение поршня, расход масла, конструкция форсунки, сопло, потери масла

The article presents results of the research work aimed at finding design solutions to reduce losses in oil when it enters the piston oil gallery. In the numerical simulation and experimental research, the following parameters of the piston cooling nozzle (PCN) were varied: tube length behind the rotary elbow, nozzle diameter, output nozzle generatrix angle, and diameter of the bolt hole. Based on the results obtained, a PCN design was developed with the oil flow through a target simulating a hole in the piston cavity at the level of 90 % of the oil flow through the PCN nozzle. Prototypes were manufactured and bench tests were carried out.

Keywords: engine, piston, piston, piston cooling nozzle, piston cooling, oil consumption, nozzle design, nozzle, loss in oil

Введение

Обеспечение конструкций двигателя современных требований автомобильного рынка по удельным показателям предполагает высокоэффективную работу его деталей в условиях высоких механических и тепловых нагрузок. Одной из основных деталей, воспринимающих силы давления газов и тепловой поток от сгорания рабочего заряда, является поршень. Для обеспечения термостойкости поршня, а также правильной работы пар трения, в которых он участвует, необходимо ограничивать его температуру, рост которой приводит к деформации поршня и ухудшению прочностных

характеристик его материала [1]. Охлаждение поршня осуществляют с помощью специальной форсунки, подающей масло на днище поршня (форсунки охлаждения поршня — ФОП). Для повышения интенсивности съема теплоты в теле поршня выполняют масляную галерею [2–4], что позволяет подводить поток охлаждающего масла к наиболее нагретым участкам днища поршня.

В процессе работы цилиндропоршневой группы температура поршня достигает высоких значений (485...492 °С), и наибольшее ее воздействие приходится на огневое днище поршня. При его перегреве происходят деформация поршня и ухудшение трибологических свойств

как самого поршня, так и поршневых колец. С целью предотвращения перегрева в высоконагруженных форсированных двигателях организуется охлаждение поршня путем подачи масла в специальную галерею с помощью форсунки, подключенной к главной масляной магистрали. Для повышения эффективности охлаждения формирование струи масла осуществляется специальным соплом (рис. 1). После конвективного теплообмена масло через сливное отверстие сливается в масляный поддон. В результате снижается термонапряженное состояние днища поршня, что позволяет снизить механические потери и увеличить работоспособность и ресурс деталей двигателя.

Общие требования к ФОП при работе: при давлении масла (0,35 МПа) расход масла должен составлять 7,5...9,0 л/мин (с диаметром отверстия в масляной галерее поршня 9 мм) при вязкости масла 5W-30.

Анализ существующей конструкции (в качестве примера рассмотрена ФОП двигателя КАМАЗ-910) показывает, что количество масла, попадающего в масляную галерею поршня, составляет 60 % от общего количества подаваемого ФОП масла, остальная часть масла охлаждает внутреннюю полость поршня.

Цель работы — исследование возможностей повышения эффективности ФОП за счет

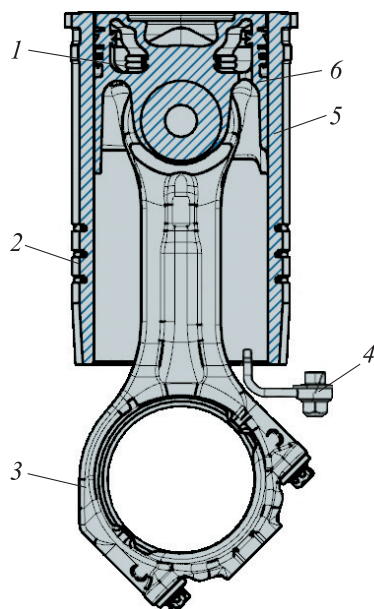


Рис. 1. Схема цилиндропоршневой группы с ФОП: 1 — масляная галерея поршня; 2 — гильза цилиндра; 3 — шатун; 4 — ФОП; 5 — поршень с кольцами; 6 — приемное отверстие масла в поршне

изменения конструкции сопла и диаметра отверстия в болте крепления ФОП.

Задачи:

- рассчитать распад струи на основе теории распада струи при движении в вязкой среде;
- проанализировать результаты численного моделирования струи масла;
- исследовать опытные образцы на стенде.

Объектом испытаний послужила ФОП дизельного двигателя 6ЧН 13/15 производства ПАО «КАМАЗ». Рассмотрены параметры двигателя, которыми можно управлять для увеличения объема поступающего масла в масляную галерею: длина прямолинейного участка после поворотного колена трубки, площади сечения маслоподающих отверстий болта и геометрии сопла.

Расчетные исследования

Теория распада струи при движении в вязкой среде

При выходе из отверстия сопла поток масла, прежде чем попасть во входное отверстие масляной галереи поршня, проходит через среду картерных газов, при этом в результате взаимного действия сил инерции, поверхностного натяжения, вязкого трения и аэродинамических сил совершается работа по образованию дополнительной поверхности на внешней продольной границе струи. При увеличении высоты волны на поверхности струи до определенного критического значения нарушается целостность струи и осуществляется ее постепенное дробление с образованием мелких структур (лигаментов) и капель [5–8]. Происходит это по следующей причине: при возникновении некоторого сколь угодно малого возмущения на поверхности струи давление окружающей среды, согласно уравнению Бернулли, будет понижено над гребнем волны и повышено у ее подошвы из-за разницы скоростей среды в данных областях [7]. Вследствие понижения давления над гребнем волны ее амплитуда растет, что в конечном счете и приводит к отрыву капли с поверхности струи при превышении аэродинамических сил над силой поверхностного натяжения жидкости [8, 9].

Выделяют четыре главных режима распада струи, которым соответствуют определенные комбинации указанных сил: режим распада Рэлея, первый аэродинамический режим, второй аэродинамический режим и режим распылива-

ния [10]. Для оценки соотношения между силами использовали число Вебера We (отношение сил инерции к поверхностному натяжению) [11]:

$$We = \frac{\rho d v^2}{\sigma}, \quad (*)$$

где ρ — плотность, кг/м^3 ; d — гидравлический диаметр, м ; v — характерная скорость, м/с ; σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м .

На рис. 2 представлена схема, построенная по формуле (*), по которой можно определить стабильный участок, таким образом подобрав оптимальную длину трубки после поворота [12].

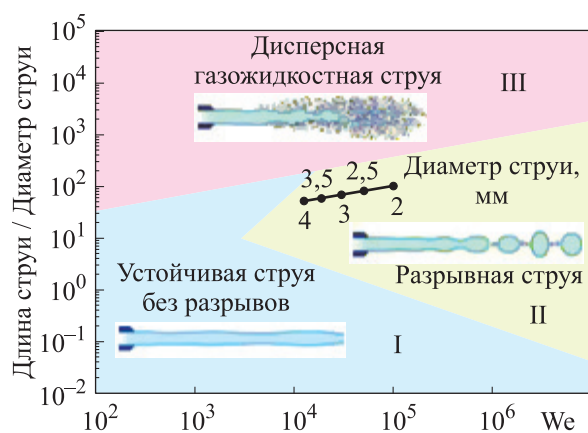


Рис. 2. Схема зависимости длины/диаметра струи жидкости от числа Вебера (We) в неподвижном воздухе

Данная схема учитывает течение струи только осесимметричного потока в трубах кругового сечения и делит по компактности струю на три зоны. Наилучшим вариантом для уменьшения потерь масла при прохождении струи через отверстие мишени является зона I с устойчивой струей. Однако для ее реализации необходимо увеличивать диаметр сопла отверстия, что при заданном давлении подачи и диаметре снабжающего канала не обеспечивает требуемого напора, позволяющего струе масла пройти через отверстие мишени. В зоне III дисперсной газожидкостной струи амплитуда колебаний достигает критических значений, вследствие чего нарушается целостность струи и размер поперечного сечения потока масла в точке входа в масляную галерею поршня будет сильно превышать диаметр входного отверстия. Таким образом, достижимым и приемлемым результатом является работа ФОП в зоне II разрывной струи.

По результатам расчетов оптимальным с точки зрения целостности струи и ее напора является диаметр сопла в диапазоне от 4 мм и меньше, при этом стабильный участок струи должен быть длиной более 210 мм. Для увеличения числа калибров прямолинейного участка после поворотного колена во всех моделях прямолинейный участок был удлиннен на 30 мм (ограничено условием отсутствия вредного контакта с поршнем), исходная длина прямоли-

Таблица 1. Параметры форсунок охлаждения поршня

Номер варианта	Диаметр отверстия в болте ФОП, мм	Диаметр выходного сечения сопла ФОП, мм	Угол образующей выходного сопла ФОП, град.
0 (база)	6,5	2,8	9
1	2,0	2,5	5
2	3,0		
3	3,5		
4	4,0		
5	2,0	3	5
6	3,0		
7	3,5		
8	4,0		
9	2,0	3	8
10	3,0		
11	3,5		
12	4,0		

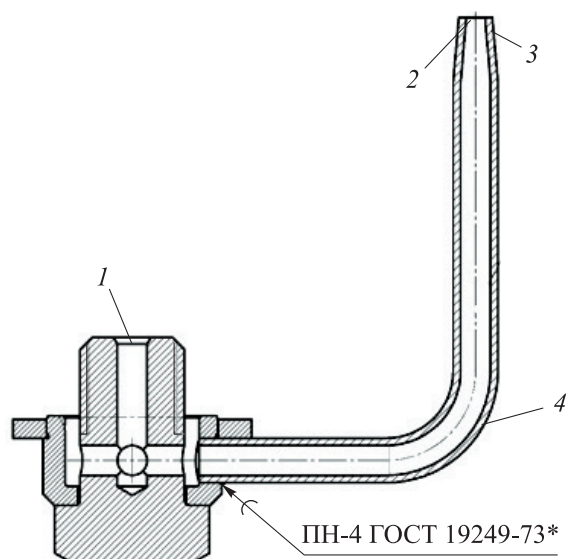


Рис. 3. Форсунка охлаждения поршня:

1 — диаметр маслоподающего отверстия в болте (d_s); 2 — диаметр выходного отверстия; 3 — угол образующей выходного сопла; 4 — поворотное колено трубки

нейного участка составляла 17,5 мм. Для стабилизации профиля скорости после поворотного колена на выходе из ФОП были установлены безотрывные конфузоры с углом образующей 5 и 8° с различной степенью поджатия потока. На основе теории для проведения численного моделирования и стендовых испытаний были выбраны 12 вариантов форсунок охлаждения поршня, представленных в табл. 1.

Конструкция опытного образца ФОП показана на рис. 3. Данные о размерах базовой форсунки приведены в табл. 1 в качестве нулевого варианта.

Численное моделирование течения масла в ФОП

При численном моделировании базовой конструкции форсунки охлаждения поршня определено, что структура струи в выходном

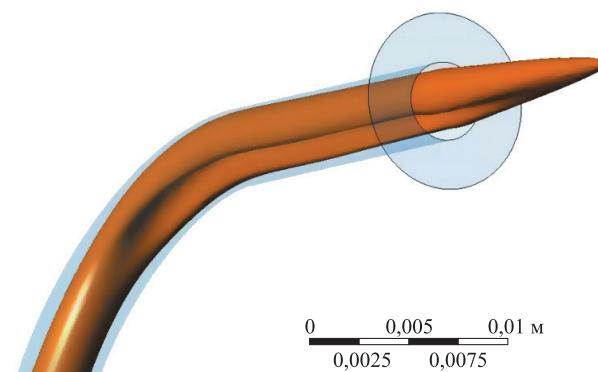


Рис. 4. Изоповерхность скорости в стандартной геометрии ФОП при перепаде давления 0,35 МПа (участок от поворотного колена до выходного сечения ФОП)

сечении имеет крайне несимметричный характер, ядро струи имеет форму полумесяца. Ядром является центральная часть струи с постоянной скоростью. Неравномерность профиля скорости вызвана недостаточной длиной прямолинейного участка, которой не хватает для стабилизации потока. На рис. 4 показано, как из-за действия сил инерции ядро потока прижимается к внешнему радиусу колена и образует два сходящихся к выходному сечению вихря. Поэтому при численном моделировании для всех вариантов форсунок охлаждения было решено увеличить прямолинейный участок после поворотного колена до выходного сечения на допустимые 30 мм. Данной длины не хватает для полной стабилизации потока, однако полного разрыва струи не наблюдается (рис. 5).

Наилучшие показатели расхода масла через форсунку охлаждения поршня в выходном сечении по результатам численного моделирования были получены в варианте № 4 опытного образца. Значение расхода масла (8 л/мин) находится в допустимом диапазоне, обозначенном в конструкторской документации (КД) (7,5...9,0 л/мин).

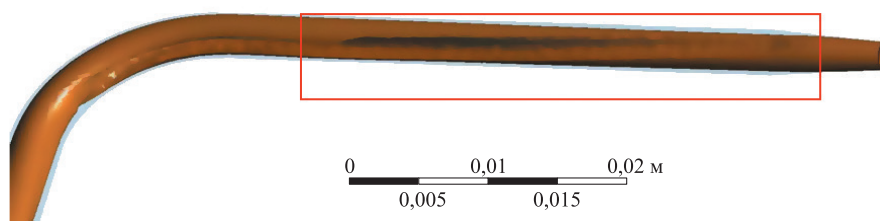


Рис. 5. Изоповерхность скорости в геометрии комплекта № 4 (участок от поворотного колена до выходного сечения ФОП)

Результаты экспериментального исследования опытных образцов

На основе теории распада струи при движении в вязкой среде, представленной выше, были подобраны 12 вариантов ФОП для стендового испытания (см. табл. 1). На базе подобранных вариантов разработаны и изготовлены опытные образцы для проведения экспериментального исследования.

Исследования проводили на стенде, схема которого представлена на рис. 6. Экран с ми-

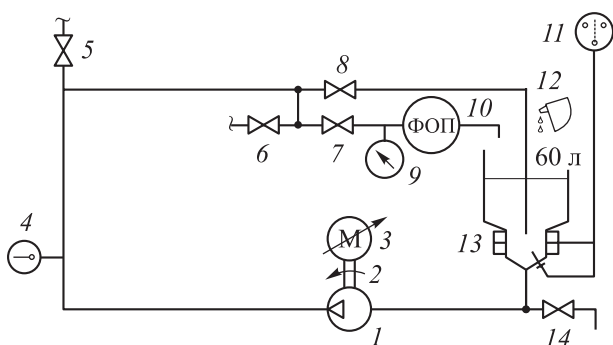


Рис. 6. Гидравлическая схема стенда:

1 — насос; 2 — цепочное сцепление; 3 — рукоятка редуктора; 4 — термометр; 5–8 — клапаны; 9 — датчик давления; 10 — форсунка охлаждения поршня; 11 — регулятор температуры масла; 12 — механизм подачи жидкости; 13 — нагреватель; 14 — сливной клапан

шенью, который крепился на расстоянии 210 мм от опорной поверхности форсунки, был имитацией отверстия масляной галереи поршня. Форсунка охлаждения крепилась на опоре, которая имитировала плоскость в блоке цилиндров с крепежными отверстиями и маслоканалом. После проведения измерений масло сливалось через систему каналов-отверстий обратно в резервуар. Давление подачи масла выставляли с помощью манометра.

Для определения времени заполнения мерной емкости в 1 л на сопло форсунки надевали трубку. При проведении измерений обратный конец трубки опускают обратно в резервуар хранения масла стенда. Далее постепенно открывают клапан 7 (до тех пор, пока показания давления на манометре не достигнут 0,35 МПа). После стабилизации давления в системе обратный конец трубки помещают в мерную емкость. Время наполнения контролируют по секундомеру. Результаты измерений расходных характеристик ФОП представлены в табл. 2.

По результатам, полученным при стендовых испытаниях, выявлено, что при увеличении диаметра маслоподающего отверстия в болте и увеличении диаметра сопла также повышается расход масла через сопло (рис. 7).

Таблица 2. Результаты испытаний опытных образцов ФОП

Номер варианта	Расход масла через сопло, л/мин	Расход масла через мишень, л/мин	Потери, %	Расход масла через сопло при численном моделировании, л/мин
Данные согласно КД	7,5–9,0	7,5–9,0	Не более 10 %	7,5–9,0
0 (база)	8,3	5,9	29	—
1	4,0	4,1	2	4,1
2	6,5	6,3	4	6,8
3	7,3	7,3	0	7,5
4	8,0	7,9	1	7,8
5	4,0	4,0	1	4,2
6	6,9	5,3	32	6,8
7	8,5	5,5	55	8,5
8	9,1	5,8	56	9,0
9	4,1	4,1	0	4,2
10	7,1	5,9	21	8,8
11	8,3	6,9	21	8,1
12	8,8	6,9	27	8,9

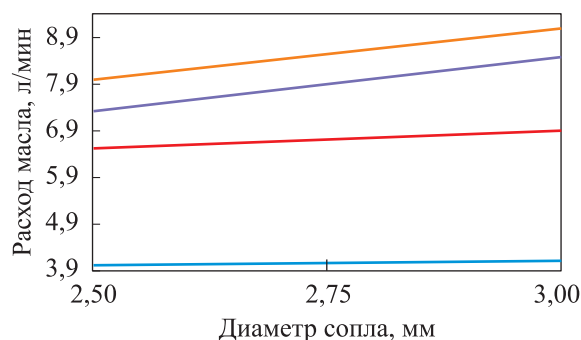


Рис. 7. График зависимости расхода масла от диаметра сопла при различных диаметрах отверстия d_s в болте ФОП:
 — $d_s = 4$ мм; — $d_s = 3,5$ мм; — $d_s = 3$ мм; — $d_s = 2$ мм

При увеличении диаметра выходного сечения расход масла через мишень не достигал установленного конструкторской документацией (7,5...9,0 л/мин), также потери масла достигали 56 %. Необходимый установленный расход масла через мишень (7,5...9,0 л/мин), был достигнут только на варианте № 4 опытного образца (8 л/мин).

Заключение

В рамках исследования проведен расчет для подбора оптимальной конструкции форсунки и болта крепления. С помощью численного моделирования в опытных образцах исследована форма струи, скорость течения и получаемый расход масла на выходе из сопла трубки при постоянном давлении 0,35 МПа.

Литература

- [1] Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1977, 216 с.
- [2] Новицкий К.В. Улучшение температурного состояния поршня за счет интенсификации теплообмена между внутренним днищем и смазочным маслом. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*, 2012, № 33, с. 157–159.
- [3] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Кареньков А.В. Расчет интенсивности масляного охлаждения поршней ДВС. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2006, № 7, с. 42–52.
- [4] Лазарев Е.А. Повышение эффективности охлаждения днища поршня дизеля преобразованием формы и характера движения струи охлаждающего масла. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*, 2008, № 23 (123), с. 60–63.
- [5] Акимов В.С., Бартенев Г.Ю. Моделирование распада струй, формируемых форсунками с использованием ПК FLOWVISION. *Тр. междунар. форума Инженерные системы 2015*, Москва, 6–7 апреля 2015, Москва, МАКС Пресс, 2015, с. 243–249.
- [6] Tafreshi H.V., Pourdeyhimi B. The Effects of Nozzle Geometry on Waterjet Breakup at High Reynolds Numbers. *Experiments in Fluids*, 2003, vol. 35, no. 4, pp. 364–371. <https://doi.org/10.1007/s00348-003-0685-y>
- [7] Левич В.Г. *Физико-химическая гидродинамика*. Ижевск, Институт компьютерных исследований, 2016, 708 с.
- [8] Jie H., Jingjing W., Xiumei L. et al. Investigation on Surface Wave Characteristic of Water Jet. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 4047956-1-4047956-10. <https://doi.org/10.1155/2019/4047956>

Экспериментальные исследования опытных образцов проведены на стенде с имитацией отверстия масляной галереи в поршне. На основе исследований сделаны следующие основные выводы.

1. Для обеспечения стабильности струи длиной не менее 210 мм и для сохранения целостности струи диаметр выходного сопла ФОП не должен превышать 4 мм.

2. По результатам численного моделирования базовой конструкции выявлено, что длины прямолинейного участка недостаточно для стабилизации потока масла, поэтому существует необходимость увеличить длину прямолинейного участка после поворотного колена на допустимые 30 мм для предотвращения полного разрыва струи.

3. Согласно результатам стендового испытания, определена конструкция форсунки, обеспечивающая требуемый расход масла через мишень 8,0 л/мин (при допуске 7,5...9,0 л/мин) и показатели потери масла при попадании в мишень 1...2 % (при условии, что допускаемые потери не должны превышать 10 %). Расхождение результатов расчета и эксперимента составило 5 %. В данном варианте диаметр маслопадающего отверстия болта составлял 4 мм, диаметр выходного сечения 2,5 мм, угол образующей конфузоров был равен 5°.

Полученная конструкция ФОП внедрена в КД для серийного производства дизельного двигателя КАМАЗ-910.

- [9] Shinjo J., Umemura A. Surface Instability and Primary Atomization Characteristics of Straight Liquid Jet Sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, 2011, vol. 37, iss. 10, pp. 1294–1304. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.08.002>
- [10] Lin S.P., Reitz R.D. Drop and Spray Formation from a Liquid Jet. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1998, vol. 30, pp. 85–105. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.30.1.85>
- [11] Trettel B. Reevaluating the Jet Breakup Regime Diagram. *Atomization and Sprays*, 2020, vol. 30, no. 7, pp. 517–556. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2020033171>
- [12] Lee K., Aalburg C., Diez F.J., Faeth G.M., Sallam K.A. Primary Breakup of Turbulent Round Liquid Jets in Uniform Crossflows. *AIAA Journal*, 2007, vol. 45(8), pp. 1907–1916. <https://doi.org/10.2514/1.19397>

References

- [1] Rozenblit G.B. *Teploperedacha v dizelyakh* [Heat Transfer in Diesel Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 216 p. (In Russ.).
- [2] Novitskiy K.V. Temperature of the Piston Improvements by Heat Transfer Intensification between the Internal Bottom and Lubricating Oil. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2012, no. 33, pp. 157–159. (In Russ.).
- [3] Chaynov N.D., Myagkov L.L., Karen'kov A.V. Calculation of Intensity of Oil Cooling of Internal Combustion Engine Pistons. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2006, no. 7, pp. 42–52. (In Russ.).
- [4] Lazarev E.A. Efficiency Upgrading of Cooling of a Piston Top of a Diesel Engine by Means of Shape Transformation and Movement Character of a Cooling Oil Jet. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2008, no. 23 (123), pp. 60–63. (In Russ.).
- [5] Akimov V.S., Bartenev G.Yu. Simulation of the Decay of Jets Formed by Nozzles Using FLOWVISION PC. *Tr. mezhdunar. foruma Inzhenernye sistemy 2015* [Proceedings of the International Engineering Systems Forum 2015]. Moscow, April 6–7, 2015, Moscow, MAKSS Press Publ., 2015, pp. 243–249. (In Russ.).
- [6] Tafreshi H.V., Pourdeyhimi B. The Effects of Nozzle Geometry on Waterjet Breakup at High Reynolds Numbers. *Experiments in Fluids*, 2003, vol. 35, no. 4, pp. 364–371. <https://doi.org/10.1007/s00348-003-0685-y>
- [7] Levich V.G. *Fiziko-khimicheskaya gidrodinamika* [Physico-Chemical Hydrodynamics]. Izhevsk, Institut komp'yuternykh issledovaniy Publ., 2016, 708 p. (In Russ.).
- [8] Jie H., Jingjing W., Xiumei L. et al. Investigation on Surface Wave Characteristic of Water Jet. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, vol. 2019, pp. 4047956-1-4047956-10. <https://doi.org/10.1155/2019/4047956>
- [9] Shinjo J., Umemura A. Surface Instability and Primary Atomization Characteristics of Straight Liquid Jet Sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, 2011, vol. 37, iss. 10, pp. 1294–1304. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.08.002>
- [10] Lin S.P., Reitz R.D. Drop and Spray Formation from a Liquid Jet. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1998, vol. 30, pp. 85–105. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.30.1.85>
- [11] Trettel B. Reevaluating the Jet Breakup Regime Diagram. *Atomization and Sprays*, 2020, vol. 30, no. 7, pp. 517–556. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2020033171>
- [12] Lee K., Aalburg C., Diez F.J., Faeth G.M., Sallam K.A. Primary Breakup of Turbulent Round Liquid Jets in Uniform Crossflows. *AIAA Journal*, 2007, vol. 45(8), pp. 1907–1916. <https://doi.org/10.2514/1.19397>

Материалы поступили в редакцию 20.06.2023

Сведения об авторах

Гумеров Ирек Флорович — заместитель генерального директора ПАО «КАМАЗ»; директор по развитию. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: gumerov@kamaz.org

Куликов Андрей Сергеевич — главный конструктор по двигателям. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: andrey.kulikov@kamaz.org

Фардеев Ленар Ильдарович — заместитель главного конструктора по двигателям. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: Lenar.Fardeev@kamaz.ru

Ханнанов Марат Дамирович — заместитель главного конструктора по перспективным двигателям. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: marat.hannanov@kamaz.ru

Бурлаков Вячеслав Валерьевич — начальник отдела КИО механизмов и систем двигателей. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: Vyacheslav.Burlakov@kamaz.ru

Кидрасова Алия Айдаровна — инженер-конструктор КИО механизмов и систем двигателей. Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Татарстан, Набережные Челны, Российская Федерация. E-mail: KidrasovaAA@kamaz.ru

Information about the authors

Gumerov Irek Frolovich — Deputy General Manager, KAMAZ PTC; Director of Business Development, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: gumerov@kamaz.org

Kulikov Andrey Sergeevich — Chief Engine Designer, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: andrey.kulikov@kamaz.org

Fardeev Lenar Ildarovich — Deputy Chief Engine Designer, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: Lenar.Fardeev@kamaz.ru

Hannanov Marat Damirovich — Deputy Chief Designer for Advanced Engines, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: marat.hannanov@kamaz.ru

Burlakov Vyacheslav Valerievich — Chief of the Department of Mechanisms and Engine Systems R&D, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: Vyacheslav.Burlakov@kamaz.ru

Kidrasova Aliya Aidarovna — Design Engineer, Department of Mechanisms and Engine Systems R&D, R&D Center, KAMAZ PTC, Tatarstan, Naberezhnye Chelny, Russian Federation. E-mail: KidrasovaAA@kamaz.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гумеров И.Ф., Куликов А.С., Фардеев Л.И., Ханнанов М.Д., Бурлаков В.В., Кидрасова А.А. Повышение эффективности охлаждения поршня за счет изменения конструкции форсунки. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 24–31. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.24-31>

Citation:

Gumerov I.F., Kulikov A.S., Fardeev L.I., Khannanov M.D., Burlakov V.V., Kidrasova A.A. Increasing the Piston Cooling Efficiency by Changing the Nozzle Design. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 24–31. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.24-31>

УДК 62-144.3

DOI: 10.18698/jec.2023.4.32-41

О влиянии характеристик турбулентности на скорость распространения и ширину пламени

И.Р. Галиев

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

On the Impact of Turbulence Characteristics on the Flame Propagation Speed and Width

I.R. Galiev

St. Petersburg State Marine Technical University

Исследованы закономерности влияния характеристик турбулентности на скорость распространения и ширину пламени в газопоршневом двигателе внутреннего сгорания. С применением $k-\omega$ SST-модели турбулентности определены масштабы турбулентности, кинетическая энергия турбулентности, скорость диссипации энергии, пульсационная скорость и их зависимость от угла поворота и частоты вращения коленчатого вала. Выявлено, что увеличение пульсационной скорости с 1,5 до 2,2 м/с способствует уменьшению масштаба Колмогорова с 0,072 до 0,057 мм. В результате увеличивается турбулентное число Карловица и уменьшается число Дамкёлера. Это свидетельствует о росте вероятности проникновения турбулентных вихрей в зону химических реакций пламени и их влияния на скорость и ширину пламени, что было зафиксировано на диаграмме Борги. Добавление промотора горения (т. е. водорода) в количестве 15 % по массе способствует уменьшению турбулентного числа Карловица и увеличению числа Дамкёлера, что указывает на рост скорости химических реакций, стабилизацию горения и уменьшение влияния турбулентности на зону химических реакций пламени.

Ключевые слова: турбулентность, масштаб турбулентности, критерий Карловица, критерий Дамкёлера, диаграмма Борги, скорость пламени, ширина пламени, CFD-моделирование

The paper considers patterns of the turbulence characteristics influence on the flame propagation speed and width in a gas-piston internal combustion engine. The $k-\omega$ SST turbulence model was used to determine the turbulence scale, turbulence kinetic energy, energy dissipation rate, pulsation speed and their dependence on the rotation angle and the crankshaft speed. It was found that an increase in the pulsation speed from 1.5 to 2.2 m/s contributed to a decrease in the Kolmogorov scale from 0.072 to 0.057 mm. As a result, the Karlovitz turbulence number was increasing, and the Damköhler number decreased. This indicated an increase in probability of the turbulent vortices penetration into the flame chemical reaction zone and their influence on the flame speed and width, which was registered in the Borghi diagram. Adding the combustion promoter (i.e. hydrogen) in the amount of 15 % in mass helped to reduce the Karlovitz turbulence number and increase the Damköhler number indicating increase in the chemical reactions rate, stabilization in the combustion and decrease in the turbulence influence on the flame chemical reaction zone.

Keywords: turbulence, turbulence scale, Karlovitz criterion, Damköhler criterion, Borghi diagram, flame speed, flame width, CFD simulation

Введение

Применение современных высоких стандартов по минимизации расхода топлива и концентрации токсичных компонентов в продуктах сгорания актуализирует вопросы, связанные с улучшением процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси (ТВС). Одним из путей совершенствования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является увеличение интенсивности турбулентности в камере сгорания (КС) [1]. С этой целью, например, обеспечивают дополнительную закрутку заряда при впуске, совершенствуют форму впускных каналов, используют поршни разной геометрии [2–4]. Вместе с тем очевидно, что излишняя турбулизация ТВС может привести и к негативным эффектам — снижению скорости распространения пламени, срыву пламени, что, в конечном счете, отрицательно сказывается на экономических и экологических характеристиках ДВС. Поэтому изучение характеристик турбулентности и их воздействие на процесс горения является актуальной задачей. В данном направлении большую работу проводят ученые из МГТУ им. Н.Э. Баумана [3, 5], СПбПУ [2], Технического университета Эйндховена [6], Лундского университета [7], Европейского центра исследований CERFACS [8] и др.

Турбулентность в ДВС можно рассматривать как поток, характеризующийся хаотичными движениями. Турбулентные масштабы длины в ДВС варьируются от размеров системы до значений, при которых вязкость потока предотвращает образование еще меньших масштабов за счет диссипации в тепловую энергию. Крупные масштабы ответственны за большую часть переноса импульса. В процессе сжатия на турбулентность рабочего тела действуют два фактора: плотность газа (снижает уровень турбулентности) и интенсивность вихревого движения, вызванная формой КС (наоборот, способствует усилению турбулентности) [5]. С точки зрения теории турбулентности основными параметрами, необходимыми для описания турбулентного потока, является кинетическая энергия турбулентности (КЭТ) k и скорость ее рассеивания (диссипации) ε . Скорость диссипации турбулентности связана с масштабами турбулентности, которые служат количественной мерой пространственных характеристик

структуры потока. КЭТ связана с интенсивностью турбулентности — мерой скорости турбулентного потока на заданном расстоянии.

Увеличение или уменьшение КЭТ всегда тесно связано со скоростью диссипации энергии. Локальные значения КЭТ зависят от интенсивности вихревого движения впускного воздуха, формы КС и характеристик впрыскивания топлива [5]. Кинетическая энергия и масштабы турбулентности оказывают существенное влияние на процессы смесеобразования и сгорания [6, 7]. Локальные значения КЭТ играют важную роль в распределении топлива и воздуха в объеме КС; формировании локальных температур; образовании оксида углерода CO, углеводорода CH, оксидов азота NO_x и сажи; образовании локальных тепловых нагрузок на детали двигателя [5, 7].

В работе японских ученых [9] отмечено, что турбулентные вихри с масштабом Колмогорова могут существенно влиять на конфигурацию фронта пламени и толщину зоны реакции. Знание корреляции между турбулентным полем и характеристиками распространения пламени может обеспечить оптимальные с точки зрения экологичности и энергоэффективности режимы горения топлива, а также даст понимание физических явлений в КС, что в конечном счете способствует улучшению точности моделирования процесса сгорания в поршневых двигателях.

Целью данной работы являлось определение закономерностей влияния характеристик турбулентности (КЭТ, скорости диссипации энергии, пульсационной скорости и масштабов турбулентности) потока на скорость распространения и ширину пламени.

Методы проведения исследований

Определение характеристик турбулентности осуществлялось с использованием CFD-моделирования в интервале углов поворота коленчатого вала (ПКВ) $\pm 40^\circ$ после верхней мертвой точки (ВМТ). Математическая модель рабочего процесса исследовательского ДВС была основана на трехмерных уравнениях нестационарного переноса: количества движения (Навье — Стокса), энергии (Фурье — Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности. В общем случае такой подход позволил определить количественные характеристики турбулентности потока как в глубине КС, так и в пограничном слое. После

стандартной процедуры усреднения по Фавру эти уравнения принимают форму Рейнольдса:

$$\bar{\rho} \frac{D\mathbf{W}_i}{D\tau} = \mathbf{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \mathbf{W}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \mathbf{W}_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \mathbf{W}_k}{\partial x_k} \right) \right] - \bar{\rho} \mathbf{W}'_i \mathbf{W}'_j; \quad (1)$$

$$\bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{D\tau} = \mathbf{G}_i \mathbf{W}_j + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} \mathbf{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \bar{T} \mathbf{W}'_j \right) + \mathbf{W}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \mathbf{q}_{Rj}}{\partial x_i}; \quad (2)$$

$$\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_c \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_i} - \bar{C} \mathbf{W}'_j \right) + m; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \mathbf{W}_j) = 0, \quad (4)$$

где $\bar{\rho}$ — плотность газа; τ — время; $\mathbf{W}_i$, $\mathbf{W}_j$, $\mathbf{W}_k$ — векторы скорости газа; i, j, k — единичные векторы по осям x, y, z ; $\mathbf{G}_i$ — проекция вектора плотности объемных сил; $\bar{p}$ — давление; μ — динамическая вязкость; δ_{ij} — символ Кронекера; $\bar{H}$ — полная удельная энергия; $\bar{T}$ — температура; Λ — теплопроводность; c_p — теплоемкость при постоянном давлении; $\mathbf{W}_r$ — скорость химической реакции на единицу объема; $\bar{Q}_r$ — количество выделяемой теплоты на единицу массы; $\mathbf{q}_{Rj}$ — плотность теплового потока; D_c — коэффициент диффузии; $\bar{C}$ — концентрация; m — интенсивность источника массы (т. е. скорость изменения массы химической компоненты в единице объема).

Система уравнений Рейнольдса (1) – (4) содержит новые неизвестные, для ее замыкания использовалась модель турбулентности k – ω SST (Shear Stress Transport — перенос напряжения сдвига). Данная модель представляет собой комбинацию двух типов моделей турбулентности: стандартную k – ϵ -модель (служит для моделирования турбулентности в объеме КС) и k – ω -модель Уилкокса (служит для моделирования турбулентности вблизи стенок цилиндра) [10, 11]:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho k \mathbf{W}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega;$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \omega \mathbf{W}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) +$$

$$+ (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_3 \omega^2,$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; μ_t — турбулентная вязкость; σ_{k3} и $\sigma_{\omega 3}$ — эмпирические константы; P_k — скорость генерации турбулентной энергии; C_μ — константа, $C_\mu = 0,0845$; ω — величина, обратная времени жизни крупных вихрей; F_1 — функция-переключатель; α_3 — обратное число Прандтля; β_3 — эмпирический коэффициент.

Выбор модели турбулентности k – ω SST был обусловлен результатами численных экспериментов и их сравнением с экспериментальными данными. CFD-моделирование было выполнено в программе Ansys Fluent 2023 R1, основанной на методе конечных объемов. Размер элементов сетки составлял 0,5 мм. Математическая модель рабочего процесса исследовательского ДВС была валидирована с использованием экспериментальных индикаторных диаграмм, полученных из литературных источников, и данных, полученных на основе проведенных стендовых испытаний моторной установки УИТ-85 [12]. Таким образом, физико-математические и численные подходы, которые применены в работе, являются современными и хорошо зарекомендовали себя для решения задач моделирования турбулентности в ДВС.

В качестве объекта исследования была выбрана моторная установка УИТ-85. Варьируемыми факторами являлись: частота вращения коленчатого вала двигателя (КВД) $n = 600$ и 900 мин^{-1} , коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 0,8; 1,0$ и $1,2$) и концентрация водорода в топливе (природном газе), составляющая 0 и 15 % (по массе). Давление в КС, скорость и ширина пламени были определены экспериментально, результаты подробно изложены в ранее опубликованной работе [12].

Анализ локальных значений характеристик турбулентности

В результате проведенного CFD-моделирования были получены локальные значения характеристик турбулентности при изменении угла ПКВ φ (рис. 1). Отметим, что значения характеристик турбулентности были взяты в геометрическом центре КС при положении поршня в ВМТ.

Обнаружено, что локальные значения КЭТ, характеризующей интенсивность пульса-

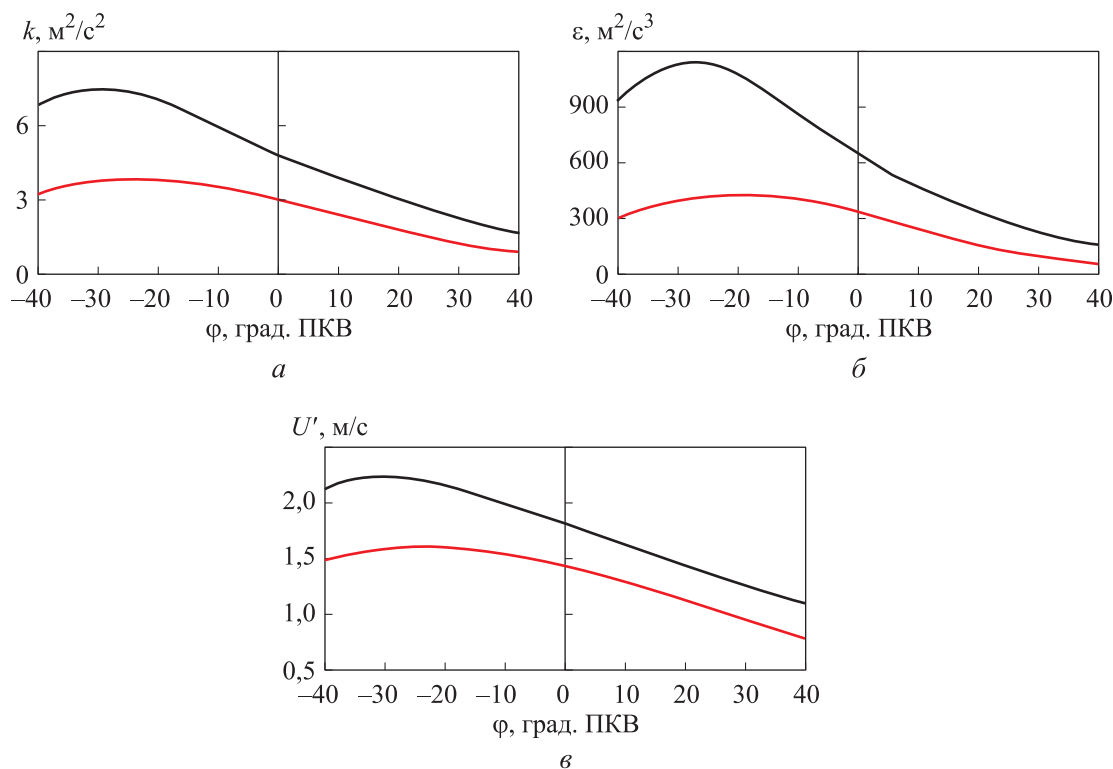


Рис. 1. Зависимости характеристик турбулентности от угла ПКВ:
 а — КЭТ; б — скорость диссипации энергии; в — пульсационная скорость;
 — $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; — $n = 900 \text{ мин}^{-1}$

ций, имеют максимум в центральной части КС и геометрически совпадают с центром вихря. В пристеночных слоях КС наблюдается заметное уменьшение КЭТ, что обусловлено снижением скорости потока, вызванного влиянием стенки цилиндра. С увеличением частоты вращения КВД (рис. 1, а) наблюдается увеличение КЭТ: например, при $\varphi = -25^\circ$ k увеличивается в 1,9 раза, а при $\varphi = 25^\circ$ — в 1,7 раза, т. е. влияние скоростного режима на КЭТ изменяется в зависимости от угла ПКВ.

Скорость диссипации энергии, представляющая собой убыль КЭТ на единицу времени, имеет максимальные значения в пристеночном слое КС, где происходит резкое снижение скорости потока и уменьшение КЭТ. Исследование поведения скорости диссипации энергии в рассматриваемом диапазоне углов ПКВ выявило, что ε имеет локальный максимум $\varepsilon = 1135 \text{ м}^2/\text{с}^3$ при $\varphi = -25^\circ$ с последующим уменьшением значений до $169 \text{ м}^2/\text{с}^3$ при $\varphi = 40^\circ$ (рис. 1, б).

Определение пульсационной скорости осуществлялось с использованием значений кинетической энергии турбулентности:

$$U' = \sqrt{\frac{2k}{3}}.$$

На рис. 1, в видно, что при приближении поршня к ВМТ наблюдается уменьшение пульсационной скорости, что объясняется замедлением скорости движения поршня. Также выявлено, что с увеличением частоты вращения КВД наблюдается рост U' : при $\varphi = -25^\circ$ энергия увеличивается в 1,38 раза, а при $\varphi = 25^\circ$ — в 1,3 раза. Сравнение полученных данных с результатами ученых из Лундского университета [7], которые в КС схожей геометрии определяли пульсационную скорость, показало соблюдение выявленной закономерности.

Определение масштабов турбулентности (рис. 2) выполняли с применением первой гипотезы Колмогорова по формулам:

$$L_i = \frac{kU'}{\varepsilon};$$

$$\lambda = U' \sqrt{\frac{\nu}{\varepsilon}};$$

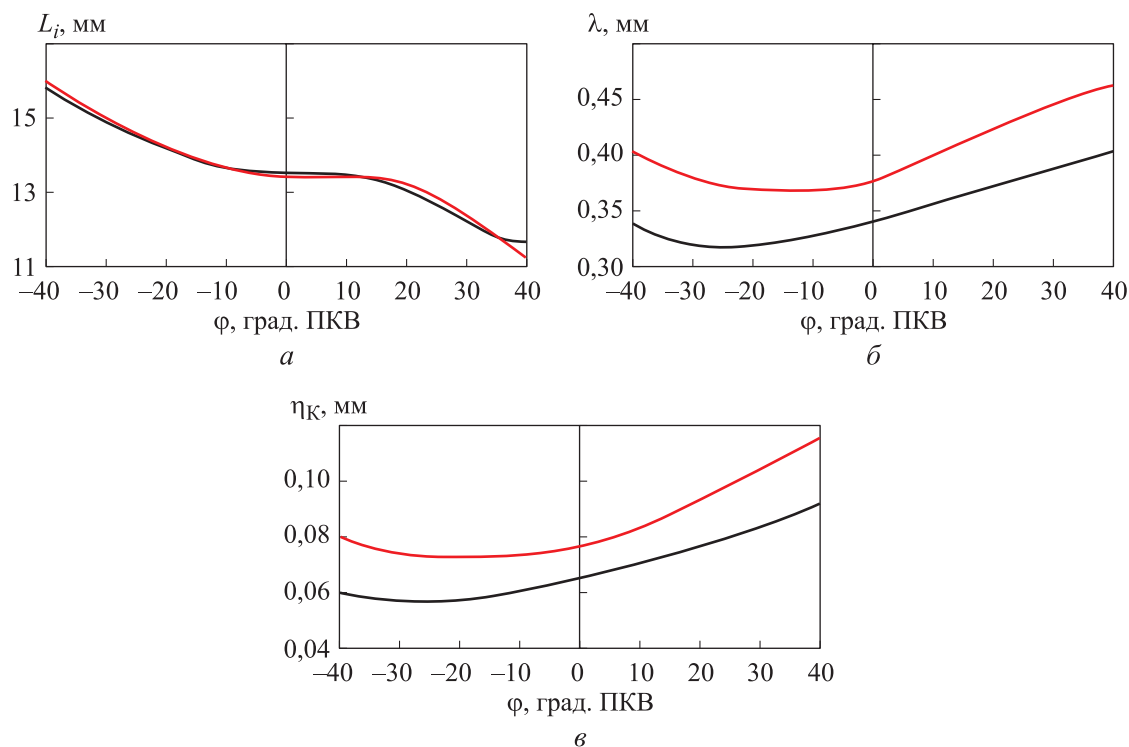


Рис. 2. Изменение масштабов турбулентности в зависимости от УПКВ:
 — $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; — $n = 900 \text{ мин}^{-1}$; а — интегральный масштаб; б — микромасштаб Тейлора;
 в — масштаб Колмогорова

$$\eta_K = \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/4};$$

где L_i — интегральный масштаб турбулентности, м; λ — микромасштаб Тейлора, м; η_K — масштаб Колмогорова, м; v — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

На рис. 2, а видно, что интегральный масштаб турбулентности слабо меняется при увеличении скоростного режима ДВС. Это связано с тем, что крупные вихри пространственно анизотропны, их форма и размер в первую очередь зависят от условий образования, размеров и формы области течения. Отметим, что выявленная закономерность наблюдалась в работе французских ученых из Университета Орлеана [13], исследовавших турбулентность в ДВС с помощью метода цифровой трассерной визуализации.

Влияние частоты вращения КВД заметно отражается на значениях микромасштаба Тейлора (рис. 2, б) и масштаба Колмогорова (рис. 2, в). Так, при $\varphi = -25^\circ$ увеличение n с 600 до 900 мин^{-1} способствует уменьшению λ на 16 %, а η — на 20 %. При $\varphi = 25^\circ$ увеличение n способствует уменьшению λ на 12 %, а η — на 18 %. Таким образом,

влияние скоростного режима на масштабы турбулентности изменяется в зависимости от угла ПКВ.

Значения масштабов турбулентности, представленных выше, соответствуют порядку данных, полученных другими учеными. В частности, в работе специалистов из Технического университета Эйндховена [6] приводятся данные, что в ВМТ при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ масштабы турбулентности зависят от угла ПКВ и находятся в следующих интервалах: $5 < L_i < 20 \text{ мм}$; $0,1 < \lambda < 1 \text{ мм}$; $0,01 < \eta < 0,1 \text{ мм}$. В работе ученых из автомобильной лаборатории Мичиганского университета [14] масштабы турбулентности в ВМТ при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ находились в следующих интервалах: $9 < L_i < 17 \text{ мм}$ и $0,15 < \lambda < 0,4 \text{ мм}$. Исследования, проведенные в Университете Западной Вирджинии [15] показали, что масштабы турбулентности в ВМТ при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ находятся в следующих интервалах: $5 < L_i < 10 \text{ мм}$; $0,3 < \lambda < 0,8 \text{ мм}$; $0,01 < \eta < 0,07 \text{ мм}$. Таким образом, можно с уверенностью говорить о том, что в ВМТ масштабы турбулентности находятся в следующих интервалах: $5 < L_i < 20 \text{ мм}$; $0,1 < \lambda < 1 \text{ мм}$; $0,01 < \eta < 0,1 \text{ мм}$.

Влияние характеристик турбулентности потока на скорость распространения и ширину пламени

Диаграмма Борги (рис. 3) была использована для анализа влияния характеристик турбулентности потока на скорость распространения и ширину пламени и изменение режимов сгорания топлива в цилиндре двигателя.

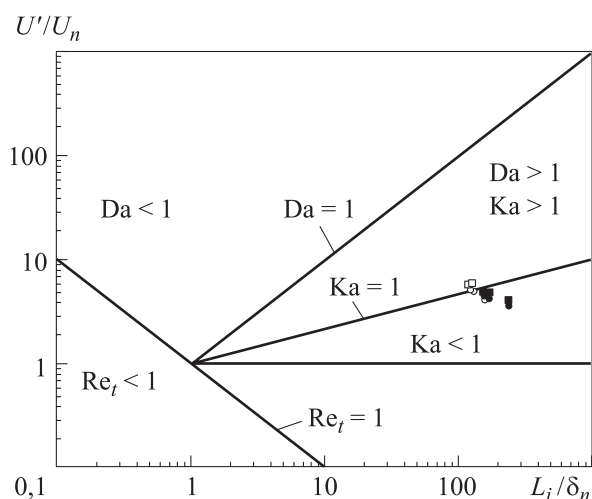


Рис. 3. Диаграмма Борги:

○ — $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $g_H = 0 \%$; ● — $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $g_H = 15 \%$;
□ — $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, $g_H = 0 \%$; ■ — $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, $g_H = 15 \%$

На диаграмме Борги видно, что режим горения в ДВС не является постоянным, поскольку, как было показано выше, при сгорании топлива существует широкий спектр вихрей. По оси ординат диаграммы Борги откладывается отношение пульсационной скорости U' к нормальной скорости распространения пламени U_n , а по оси абсцисс — отношение лагранжева интегрального масштаба турбулентности L_i (т. е. пути, на протяжении которого частица сохраняет свою индивидуальность) к ширине ламинарного фронта пламени δ_n . Линии на диаграмме разделяют ее на зоны с разными режимами горения. Так, линия, соответствующая турбулентному числу Рейнольдса $Re_t = 1$, разделяет ламинарную (при $Re_t < 1$) и турбулентную (при $Re_t > 1$) зоны горения. Линии, при которых отношение U' к U_n , а также турбулентные числа Карловица (Ka) и Дамкёлера (Da) равны единице, разделяют турбулентную зону диаграммы на три дополнительные зоны.

Турбулентное число Карловица представляет собой отношение временного масштаба ламинарного пламени τ_L к масштабу времени

Колмогорова (τ_K). После преобразований число Ka равно квадрату отношения ширины зоны химических реакций (ЗХР) пламени (δ_n) к масштабу Колмогорова (т. е. размеру вихря):

$$Ka = \frac{\tau_L}{\tau_K} = \frac{\delta_n^2}{\eta^2}.$$

Число Дамкёлера (Da) определяется отношением времени пребывания ТВС в ЗХР турбулентного пламени к времени химической реакции. Чем выше число Da , тем интенсивнее протекают химические реакции во фронте пламени.

$$Da = \frac{U_n L_i}{U' \delta_n}.$$

Зависимости турбулентных чисел Ka и Da от коэффициента избытка воздуха, добавок водорода и скоростного режима ДВС представлены на рис. 4.

На рис. 4 видно, что использование промотирующей добавки водорода в количестве $g_H = 15 \%$ по массе и сжигание стехиометрических смесей способствует уменьшению числа Ka и увеличению числа Da . Это объясняется ростом скорости химических реакций, приводящей к уменьшению ширины зоны химических реакций пламени и увеличению ламинарной скорости пламени.

При $Ka < 1$, $Da \gg 1$ процесс сгорания описывается моделью микроламинарных потоков пламени, т. е. пламя представляет собой локально ламинарное пламя, помещенное внутрь турбулентного потока. Полученный результат объясняется высокими значениями скоростей распространения пламени стехиометрических смесей (особенно с добавками водорода) и малыми значениями ширины ЗХР пламени. Следовательно, ширина турбулентных вихрей слишком велика по сравнению с шириной ЗХР пламени и не могут проникнуть в зону предварительного подогрева и повлиять на процесс массообмена. При $Ka > 1$ и $Da > 1$ ширина ЗХР пламени больше масштаба Колмогорова, поэтому вихри проникают в ЗХР пламени и способствуют ускорению подачи в нее несгоревшей топливовоздушной смеси. С увеличением частоты вращения коленчатого вала в 1,5 раза на диаграмме Борги (см. рис. 3) наблюдается вертикальный сдвиг экспериментальных точек в сторону увеличения числа Ka , что объясняется ростом турбулентности, приводящим к уменьшению масштаба Колмогорова. Допол-

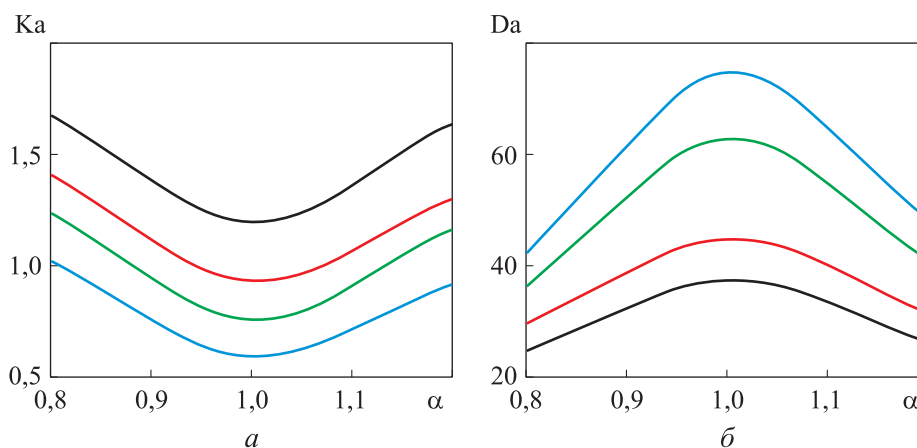


Рис. 4. Зависимости турбулентных чисел Ka (а) и Da (б) от коэффициента избытка воздуха α , добавок водорода и скоростного режима ДВС:
— $n = 600 \text{ мин}^{-1}, g_H = 0 \%$; — $n = 600 \text{ мин}^{-1}, g_H = 15 \%$; — $n = 900 \text{ мин}^{-1}, g_H = 0 \%$; — $n = 900 \text{ мин}^{-1}, g_H = 15 \%$

нительные испытания, проведенные в тех же условиях, но для более бедных ($\alpha = 1,2$) метановоздушных смесей выявили соответствие режима сгорания топлива области $Ka > 1$, $Da > 1$, что объясняется снижением скорости пламени и расширением ЗХР, вызванными чрезмерным обеднением ТВС. Интенсификация процесса массообмена путем увеличения интенсивности турбулентности способствует росту скорости химических реакций за счет увеличения концентрации горючей смеси в ЗХР. Однако отметим, что чрезмерная турбулизация в КС может привести к росту затрат теплоты на нагрев ТВС, поступающей в ЗХР пламени, что в конечном счете приведет к уменьшению скорости химических процессов, расширению и разрыву фронта пламени, т. е. $Ka \gg 1$ и $Da \rightarrow 1$.

Анализ литературы показал, что выявленные закономерности изменения чисел Ka и Da , наблюдаются и при иных (чем в данной работе) скоростных режимах и составах ТВС, например, в исследованиях ученых из Технического университета Фрайберга [16], изучавших влияние частоты вращения коленчатого вала на процесс горения в КС BMW N20B20, а также ученых из компании BMW Group [17], Технического университета Эйндховена [6] и Университета Мэриленда [18].

Заключение

Изучено влияние скоростного режима ДВС и угла ПКВ на характеристики турбулентности (КЭТ, скорость диссипации, пульсационную

скорость, интегральный масштаб, масштаб Тейлора и масштаб Колмогорова). Показано, что локальные значения КЭТ имеют максимальные значения в центральной части КС и геометрически совпадают с центром вращения вихря. В пристеночных слоях КС наблюдается заметное уменьшение КЭТ и увеличение скорости диссипации, что обусловлено снижением скорости потока, вызванного влиянием стенки цилиндра. Влияние частоты вращения КВД и угол УПКВ заметно отражается на значениях микромасштаба Тейлора и масштаба Колмогорова. При $\varphi = -25^\circ$ увеличение частоты вращения КВД способствует уменьшению λ на 16 %, а η — на 20 %, а при $\varphi = 25^\circ$ λ уменьшается на 12 %, а η — на 18 %.

Получены значения турбулентных чисел Карловица и Дамкёлера при изменении состава ТВС, добавок активатора (водорода) и скоростного режима ДВС. Выявлено, что использование промотирующей добавки водорода в количестве 15 % по массе и сжигание стехиометрических смесей способствует уменьшению числа Ka и увеличению числа Da . С увеличением частоты вращения коленчатого вала с 600 до 900 мин^{-1} на диаграмме Борги фиксировался вертикальный сдвиг экспериментальных точек в сторону увеличения числа Ka , что объясняется ростом интенсивности турбулентности, приводящим к уменьшению масштаба Колмогорова.

Анализ литературы показал, что выявленные в работе закономерности наблюдаются и при иных (чем в данной статье) скоростных режимах, составах ТВС и формах КС.

Литература

- [1] Kaplan M. Influence of Swirl, Tumble and Squish Flows on Combustion Characteristics and Emissions in Internal Combustion Engine-Review. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 2019, vol. 8 (2), pp. 83–102. <https://doi.org/10.18245/ijaet.558258>
- [2] Пацей П.С., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Шабанов А.Ю. Влияние закрутки заряда на впуске на топливно-экономические и экологические показатели газопоршневого двигателя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 131–146. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-131-146>
- [3] Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А. Влияние формы впускных каналов на эффективные и экологические показатели среднеоборотного дизеля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2015, № 6, с. 59–73. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2015-6-59-73>
- [4] Pham V. Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions of a Four-Stroke Heavy-Duty Diesel Marine Engine. *Appl. Sci.*, 2022, vol. 12, no. 13012. <https://doi.org/10.3390/app122413012>
- [5] Кавтарадзе Р.З., Зиновьев И.А. Влияние частичной гомогенизации процесса сгорания на экологические показатели дизеля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 4, с. 113–127. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-4-113-127>
- [6] Doosje E. *Limit of Mixture Dilution in Gas Engines*. Ph. D. Diss. 2010, 217 p.
- [7] Johansson B., Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950469. <https://doi.org/10.4271/950469>
- [8] Misdariis A., Robert A., Vermorel O. Numerical Methods and Turbulence Modeling for LES of Piston Engines: Impact on Flow Motion and Combustion. *Oil & Gas Science and Technology*, 2013, vol. 69 (1), pp. 83–105. <https://doi.org/10.2516/ogst/2013121>
- [9] Nishiyama A. Simultaneous In-Cylinder Flow Measurement and Flame Imaging in a Realistic Operating Engine Environment Using High-Speed PIV. *Appl. Sci.*, 2019, vol. 9, no. 2678. <https://doi.org/10.3390/app9132678>
- [10] Afailal H. *Numerical Simulation of Non-Reactive Aerodynamics in Internal Combustion Engines using a Hybrid RANS/LES Approach*. Ph. D. Diss. Thesis, 2020.
- [11] Raj G. Simulation and Experimental Data Resemblance of Darmstadt Spark Ignition Engine with Different Turbulence Models — a Computational Fluid Dynamics Cold Flow Data. *Data in Brief*, 2022, vol. 43, no. 108340. <https://doi.org/10.1016/j.dib.2022.108340>
- [12] Шайкин А.П., Ивашин П.В., Галиев И.Р., Дерячев А.Д. Характеристики распространения пламени и их влияние на образование несгоревших углеводородов и оксида азота в отработавших газах при добавке водорода в топливно-воздушную смесь энергетических установок с искровым зажиганием. Самара, СНЦ РАН, 2016, 259 с.
- [13] Foucher F., Landry L. Turbulent Flow Fields Analysis of a Spark-Ignition Engine as Function of the Boosted Pressure. *4th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics Lisbon*, Portugal, 07–10 July, 2008.
- [14] Filipi Z.S., Assanis D.N. The Effect of the Stroke-to-Bore Ratio on Combustion, Heat Transfer and Efficiency of a Homogeneous Charge Spark Ignition Engine of Given Displacement. *International Journal of Engine Research*, 2000, vol. 1 (2), pp. 191–208. <https://doi.org/10.1243/1468087001545137>
- [15] Yavuz I. *Refined Turbulence Models for Simulation of IC-Engine Cylinder Flows*. Ph. D. Diss. Thesis, 2000.
- [16] Grasreiner S. *Combustion Modeling for Virtual SI Engine Calibration with the Help of 0D/3D Methods*. Doctoral Thesis. Freiberg, 2012, 179 p.
- [17] Linse D., Durst B., Hasse C. Simulating Combustion in Spark-Ignition Engines with ANSYS CFX. *EASC 4th European Automotive Simulation Conference*, 2009, pp. 1–13.
- [18] Menon S., Cadou C. Investigation of Combustion Processes in Miniature Internal Combustion (IC) Engines. *7th US Combustion Meeting — Paper*, # 1G06, 2011. <https://doi.org/10.1080/00102202.2013.829720>

References

- [1] Kaplan M. Influence of Swirl, Tumble and Squish Flows on Combustion Characteristics and Emissions in Internal Combustion Engine-Review. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 2019, vol. 8 (2), pp. 83–102. <https://doi.org/10.18245/ijaet.558258>
- [2] Patsey P.S., Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Shabanov A.Yu. Influence of Inlet Charge Swirl on Fuel-Economic and Environmental Indicators of a Gas-Piston Engine. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 6, pp. 131–146. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-6-131-146>

- [3] Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A. Influence of Intake Port Shape on Effective and Ecological Parameters of Middle-Speed Diesel Engine. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2015, no. 6, pp. 59–73. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2015-6-59-73>
- [4] Pham V. Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions of a Four-Stroke Heavy-Duty Diesel Marine Engine. *Appl. Sci.*, 2022, vol. 12, no. 13012. <https://doi.org/10.3390/app122413012>
- [5] Kavtaradze R.Z., Zinov'ev I.A. Partial Homogenization Effect of the Combustion Process on the Environmental Performance of Diesel. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2016, no. 4, pp. 113–127. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-4-113-127>
- [6] Doosje E. *Limit of Mixture Dilution in Gas Engines*. Ph. D. Diss. 2010, 217 p.
- [7] Johansson B., Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950469. <https://doi.org/10.4271/950469>
- [8] Misdariis A., Robert A., Vermorel O. Numerical Methods and Turbulence Modeling for LES of Piston Engines: Impact on Flow Motion and Combustion. *Oil & Gas Science and Technology*, 2013, vol. 69 (1), pp. 83–105. <https://doi.org/10.2516/ogst/2013121>
- [9] Nishiyama A. Simultaneous In-Cylinder Flow Measurement and Flame Imaging in a Realistic Operating Engine Environment Using High-Speed PIV. *Appl. Sci.*, 2019, vol. 9, no. 2678. <https://doi.org/10.3390/app9132678>
- [10] Afailal H. *Numerical Simulation of Non-Reactive Aerodynamics in Internal Combustion Engines using a Hybrid RANS/LES Approach*. Ph. D. Diss. Thesis, 2020.
- [11] Raj G. Simulation and Experimental Data Resemblance of Darmstadt Spark Ignition Engine with Different Turbulence Models — a Computational Fluid Dynamics Cold Flow Data. *Data in Brief*, 2022, vol. 43, no. 108340. <https://doi.org/10.1016/j.dib.2022.108340>
- [12] Shaykin A.P., Ivashin P.V., Galiev I.R., Deryachev A.D. *Kharakteristiki rasprostraneniya plameni i ikh vliyanie na obrazovanie nesgorevshikh uglevodorodov i oksida azota v otrabotavshikh gazakh pri dobavke vodoroda v toplivno-vozdushnuyu smes' energeticheskikh ustanovok s iskrovym zazhiganiem* [Characteristics of Flame Propagation and their Influence on the Formation of Unburned Hydrocarbons and Nitrogen Oxide in Exhaust Gases when Hydrogen is Added to the Fuel-Air Mixture of Power Plants with Spark Ignition]. Samara, SNTs RAN Publ., 2016, 259 p. (In Russ.).
- [13] Foucher F., Landry L. Turbulent Flow Fields Analysis of a Spark-Ignition Engine as Function of the Boosted Pressure. *4th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics Lisbon*, Portugal, 07–10 July, 2008.
- [14] Filipi Z.S., Assanis D.N. The Effect of the Stroke-to-Bore Ratio on Combustion, Heat Transfer and Efficiency of a Homogeneous Charge Spark Ignition Engine of Given Displacement. *International Journal of Engine Research*, 2000, vol. 1 (2), pp. 191–208. <https://doi.org/10.1243/1468087001545137>
- [15] Yavuz I. *Refined Turbulence Models for Simulation of IC-Engine Cylinder Flows*. Ph. D. Diss. Thesis, 2000.
- [16] Grasreiner S. *Combustion Modeling for Virtual SI Engine Calibration with the Help of 0D/3D Methods*. Doctoral Thesis. Freiberg, 2012, 179 p.
- [17] Linse D., Durst B., Hasse C. Simulating Combustion in Spark-Ignition Engines with ANSYS CFX. *EASC 4th European Automotive Simulation Conference*, 2009, pp. 1–13.
- [18] Menon S., Cadou C. Investigation of Combustion Processes in Miniature Internal Combustion (IC) Engines. *7th US Combustion Meeting — Paper, # 1G06*, 2011. <https://doi.org/10.1080/00102202.2013.829720>

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторе

Галиев Ильдар Ринатович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Судовые ДВС и ДУ», Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: sbs7772@yandex.ru

Information about the author

Galiev Ildar Rinatovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Marine Combustion Engines and Propulsion Systems, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: sbs7772@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Галиев И.Р. О влиянии характеристик турбулентности на скорость распространения и ширину пламени. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 32–41. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.32-41>

Citation:

Galiev I.R. On the Impact of Turbulence Characteristics on the Flame Propagation Speed and Width. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 32–41. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.32-41>

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.047.3

DOI: 10.18698/jec.2023.4.42-55

Влияние показателей топливоподачи на рабочий процесс дизеля при достижении давления впрыскивания 250 МПа

М.Г. Шатров, А.Ю. Дунин, Л.Н. Голубков, С.Е. Николаев, Э.У. Ахметжанова

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Impact of the Fuel Supply Indicators on the Diesel Engine Operation when Reaching the 250 MPa Injection Pressure

M.G. Shatrov, A.Yu. Dunin, L.N. Golubkov, S.E. Nikolaev, E.U. Akhmetzhanova

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)

Рассмотрено, как повышение давления впрыскивания влияет на истечение топлива из распылителя и тепловыделение в камере сгорания дизеля. Показано, что при неизменном числе кавитации с повышением давления в топливном аккумуляторе эффективное проходное сечение $\mu_c f_c$ распыливающих отверстий форсунки увеличивается. Одновременно с ростом $\mu_c f_c$ наблюдается стабилизация струи и уменьшается угол ее конуса. Повышение скорости истечения приводит к перераспределению массы топлива между начальной и завершающей фазами впрыскивания. Крутизна переднего фронта дифференциальной характеристики впрыскивания нарастает и скорость тепловыделения увеличивается. При этом в результате роста давления наддува повышается доля топлива, сгорающего в объеме камеры сгорания, и снижается тепловыделение вблизи ее стенок. Полученные результаты расчетно-экспериментальных исследований представляют интерес при формировании рабочего процесса дизеля с электронным управлением, высокой степенью наддува и аккумуляторной топливной системой с давлением впрыскивания 250 МПа и выше.

Ключевые слова: транспортные энергетические установки, дизель, камера сгорания, давление впрыскивания, токсичность двигателя, отработавшие газы, струя топлива, характеристика впрыскивания

The paper considers the effect of increasing the injection pressure in the fuel outflow from the atomizer and heat generation in the diesel engine combustion chamber. It shows that with the constant cavitation number and increasing pressure in the fuel accumulator, the $\mu_c f_c$ effective flow area of the nozzle spray holes is increasing. Simultaneously with the $\mu_c f_c$ increase, jet stabilization is observed, and its cone angle is decreasing. An increase in the outflow speed leads to redistribution of the fuel mass between the initial and final injection phases. The leading edge steepness of the differential injection characteristic increases, and the heat release rate grows. At the same time, an increase in the boost pressure results in the growing proportion of the fuel burned in the combustion chamber and the decreasing heat release near its walls. Obtained results of the computational and experimental studies are of interest in formation of the operation process of a diesel engine with electronic control, high boost degree and battery fuel system with the injection pressure of 250 MPa and higher.

Keywords: transport power plants, diesel engine, combustion chamber, injection pressure, engine toxicity, exhaust gases, fuel jet, injection characteristic

Введение

На сегодняшний день дизельный двигатель является одним из основных видов транспортных энергетических установок, которые соответствуют экологическим стандартам, значительно различающимся по числу нормируемых токсичных компонентов и по их предельно допустимым уровням содержания в отработавших газах (ОГ) в зависимости от конкретного назначения двигателя.

Известно, что интенсивность образования сажевых частиц дизелей значимо зависит от локальных условий в камере сгорания (КС). Согласно данным работы [1], увеличение температуры рабочего тела с 1800 до 3000 К приводит к росту интенсивности в 4 раза, а скорости выгорания частиц — в 3,8; рост давления в 1,5 раза способствует повышению скорости окисления и уменьшению содержания в ОГ в 25 раз при изначальном росте интенсивности образования в 1,7 раза; увеличение коэффициента избытка воздуха α с 0,6 до 1,4 приводит к снижению интенсивности в 2,3 раза.

Скорость образования оксидов азота (NO_x) зависит от вида распределения температуры по объему КС и ее значений, а также от коэффициента α . Выделяют NO_x , образованные по термическому механизму в зоне продуктов сгорания (основной вклад в образование оксидов азота), и «быстрые» NO_x , образуемые в зоне горения [1]. При термическом механизме образования NO_x наибольшее влияние оказывают максимальная температура цикла, концентрации кислорода и азота в зоне продуктов сгорания. «Быстрые» оксиды азота образуются у основания факела, их образование мало зависит от температуры и определяется значением α . Максимальное количество «быстрых» оксидов возникает в зонах с $\alpha < 1$.

В этой связи комплексное снижение содержания сажевых частиц и NO_x в ОГ дизеля можно обеспечить повышением давления наддува (увеличением α и давления в КС), выбором геометрических параметров КС (для наиболее полного использования воздуха в процессе тепловыделения), организацией быстрого воспламенения топлива и сокращением времени его сгорания. Увеличение давления в КС, достигаемого к концу сжатия, а также стремление к интенсификации процесса смесеобразования

и сгорания сопряжены с необходимостью повышения давления впрыскивания топлива аккумуляторной топливной системой.

Влияние повышения давления впрыскивания на истечение топлива из распылителя и тепловыделение в камере сгорания дизеля

Для анализа и оценки влияния текущих условий истечения топлива на эффективное проходное сечение $\mu_c f_c$ распыливающих (сопловых) отверстий форсунки и возникающий в них температурный перепад ΔT были проведены исследования при давлении в топливном аккумуляторе $p_{ак}$ на входе в распылитель до 150 МПа и противодавлении в цилиндре $p_{ц}$ до 16 МПа, соответствующие условиям истечения в современном дизеле. Режим работы распылителя оценивали числом кавитации K_c , которое определяется по формуле

$$K_c = \frac{p_{ак} - p_{ц}}{p_{ц}}.$$

Исследования проводили на экспериментальной установке, поддерживающей заданный расход топлива через распылитель. Подробное описание установки приведено в работах [2, 3].

Результаты, полученные для распылителя электрогидравлической форсунки (ЭГФ) аккумуляторной топливной системы с восемью распыливающими отверстиями ($i_c = 8$) диаметром $d_c = 0,13$ мм, приведены на рис. 1. Входные кромки всех отверстий располагались в подыгольном объеме, испытания распылителя были проведены без иглы.

Полученные результаты наглядно демонстрируют, что изменение проходного сечения $\mu_c f_c$ вследствие нарастания давления в цилиндре будет различным, а его значения будут различаться при одинаковых K_c . При неизменном значении K_c с повышением $p_{ак}$ значение $\mu_c f_c$ возрастает. Интервал изменения $\mu_c f_c$ сужается с ростом давления $p_{ак}$, например, этот диапазон будет находиться в пределах 0,0750...0,0784 мм² при 30 МПа, изменения при этом составят 4,5 %. Если $p_{ак}$ изменено, а именно увеличено до 150 МПа, то значение $\mu_c f_c$ будет находиться в диапазоне 0,0830...0,0849 мм², изменения при этом составят 2,3 %.

Вместе с ростом давления $p_{ак}$ увеличивается температурный перепад ΔT и изменяется характер его зависимости от числа кавитации K_c .

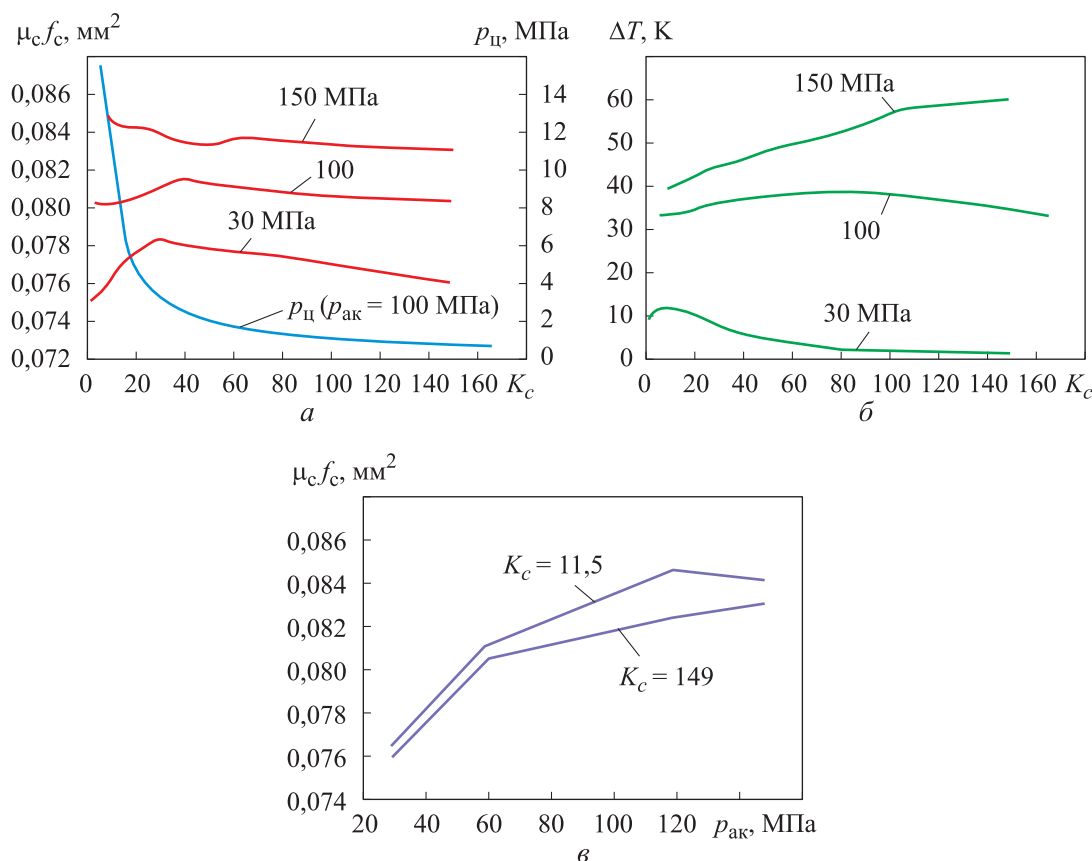


Рис. 1. Изменение эффективного проходного сечения распыляющих отверстий распылителя и температурного перепада от условий истечения топлива ($i_c = 8$, $d_c = 0,13$ мм):
 а — зависимость $\mu_c f_c$ от K_c при постоянных значениях $p_{ак}$; б — зависимость ΔT от K_c при постоянных значениях $p_{ак}$; в — зависимость $\mu_c f_c$ от $p_{ак}$ при постоянных значениях K_c

Это связано с влиянием на истечение топлива в распыляющем отверстии процесса дросселирования, которое зависит от условий истечения, а именно с повышением K_c скорость истечения возрастает. С увеличением $p_{ак}$ влияние дросселирования усиливается, а именно при изменении K_c с 11,5 до 149 температурный перепад ΔT изменяется: уменьшается на 10 К при $p_{ак} = 30$ МПа и увеличивается на 20 К при $p_{ак} = 150$ МПа.

Уменьшение диаметра d_c приводит к увеличению коэффициента расхода μ_c , также возрастающего с ростом давления $p_{ак}$ (табл. 1). При $K_c = 11,5$ и $p_{ак} = 30$ МПа переход от 0,13 мм распыляющих отверстий к 0,12 мм привел к увеличению μ_c на 5,1 %. С ростом давления $p_{ак}$ влияние величины d_c на μ_c становится слабее: при $p_{ак} = 60$ МПа и $K_c = 11,5$ увеличение μ_c составило уже 2,2 % [4].

Как показано в табл. 1, уменьшение d_c ослабляет влияние K_c на коэффициент расхода. Так, при $p_{ак} = 60$ МПа переход от значения $K_c = 149$

к 11,5 привел к росту значения μ_c на 0,006 при $d_c = 0,13$ мм и на 0,003 при $d_c = 0,12$ мм.

На основе конструкции испытанного распылителя изготовлен опытный вариант для проведения видеорегистрации струй топлива с одним распыляющим отверстием диаметром 0,12 мм.

Результаты обработки фотографий топливных струй, полученных при открытии электромагнитного клапана ЭГФ одинаковым управляющим импульсом периодом длительностью 0,7 мс, представлены на рис. 2 и 3 [5].

Приведенные на рис. 3 результаты получены при впрыскивании топлива в воздушную среду без противодавления. Видеорегистрацию струй выполняли в проходящем свете со скоростью 5000 кадров/с.

Ядро струи состоит из распадающихся на капли макрообъемов топлива. При давлении в аккумуляторе 50 МПа угол конуса ядра струи равен $3...6^\circ$ (показано на рис. 3, а), что коррелируется с результатами, которые были

Таблица 1. Влияние диаметра распыливающего отверстия и условий истечения на коэффициент расхода

K_c	μ_c			
	$p_{ак} = 30 \text{ МПа}$		$p_{ак} = 60 \text{ МПа}$	
	$d_c = 0,13 \text{ мм}$	$d_c = 0,12 \text{ мм}$	$d_c = 0,13 \text{ мм}$	$d_c = 0,12 \text{ мм}$
11,5	0,721	0,758	0,764	0,781
149	0,716	0,755	0,758	0,778

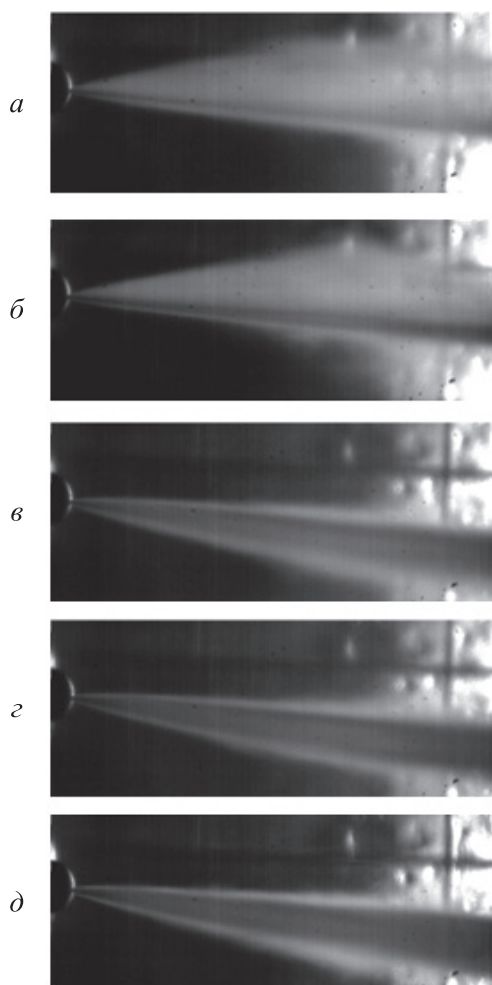


Рис. 2. Вид топливных струй в середине процесса впрыскивания при различных значениях давления $p_{ак}$:
 а — 50 МПа; б — 100 МПа; в — 150 МПа; г — 200 МПа;
 д — 250 МПа

получены ранее, в МАДИ, В.И. Трусовым [6] и В.И. Мальчуком [2, 7]. При увеличении давления впрыскивания угол конуса ядра растёт: так, при 150 МПа он составляет $7...9^\circ$ (рис. 3, б), а при 250 МПа — $9...10^\circ$ (рис. 3, в).

Повышение давления $p_{ак}$ способствует снижению угла конуса пограничного слоя струи,

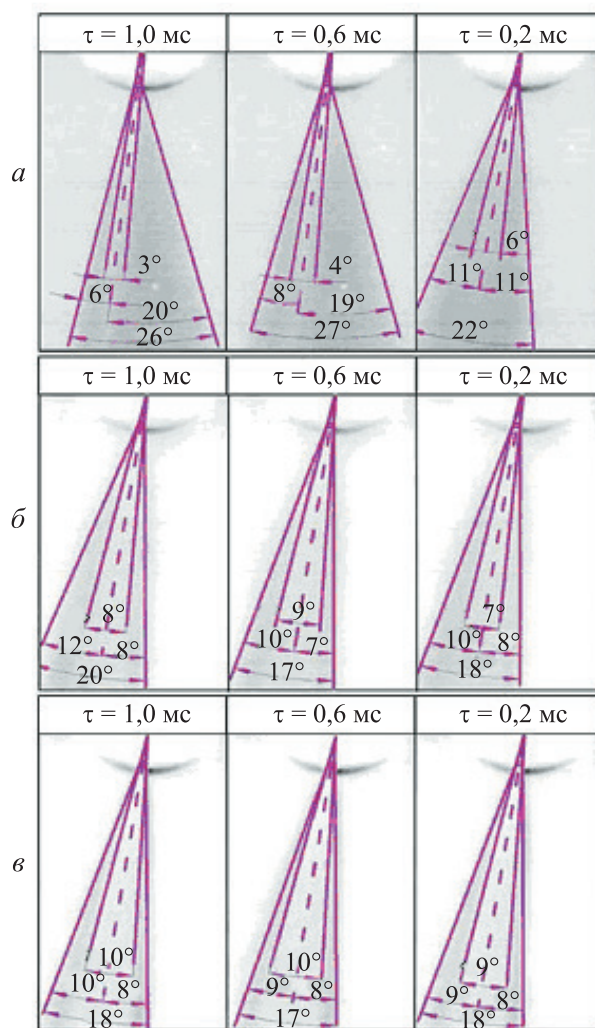


Рис. 3. Развитие топливных струй впрыскиваемого топлива при различном давлении p (τ — время с момента начала впрыскивания):
 а — 50 МПа; б — 150 МПа; в — 250 МПа

который содержит смесь воздуха и капель топлива, с $22 \dots 27^\circ$ при 50 МПа (см. рис. 3, а) до $17 \dots 18^\circ$ при 250 МПа (см. рис. 3, в).

В процессе впрыскивания наибольшие колебания пограничного слоя струи относительно ее оси зарегистрированы при $p_{ак} = 50 \text{ МПа}$ (см. рис. 3, а), их можно оценить приблизительно

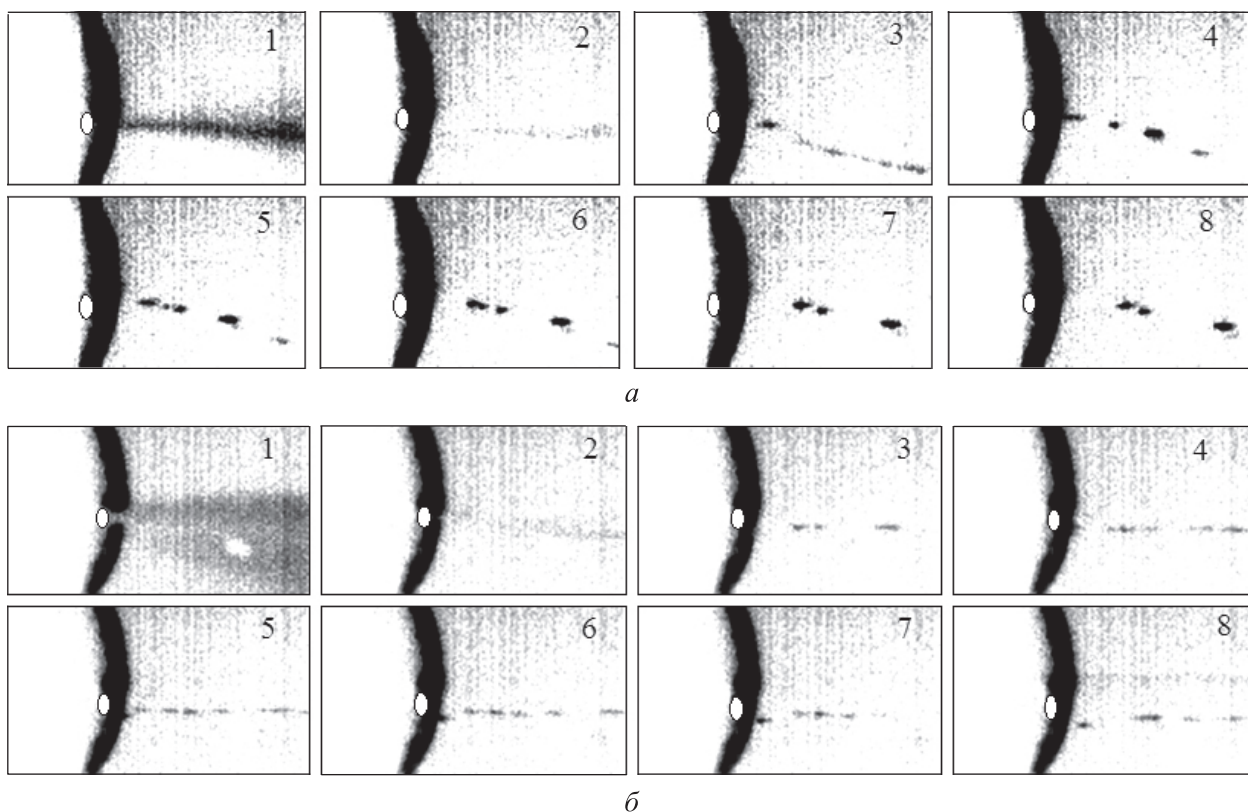


Рис. 4. Фотодиаграмма процесса окончания впрыскивания топлива при различных давлениях $p_{ак}$:
а — 50 МПа; б — 250 МПа

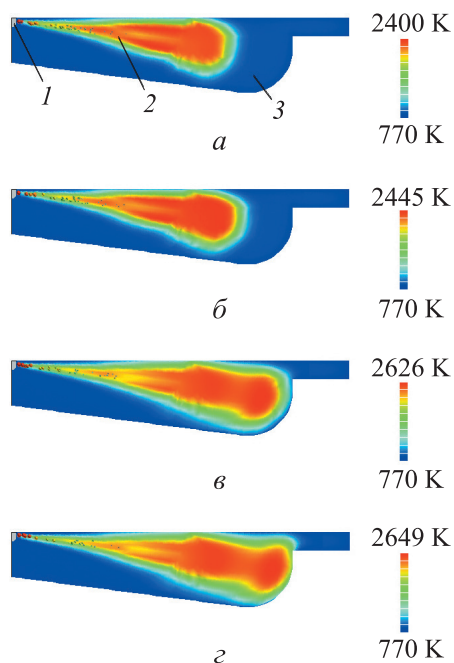


Рис. 5. Температурное поле камеры сгорания и топливной струи (цикловая подача $Q_{ц} = 60$ мг, частота вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин $^{-1}$) при различных значениях $p_{ак}$:
а — 150 МПа (1 — мысок распылителя; 2 — топливная струя; 3 — объем камеры сгорания); б — 200 МПа; в — 250 МПа; з — 300 МПа

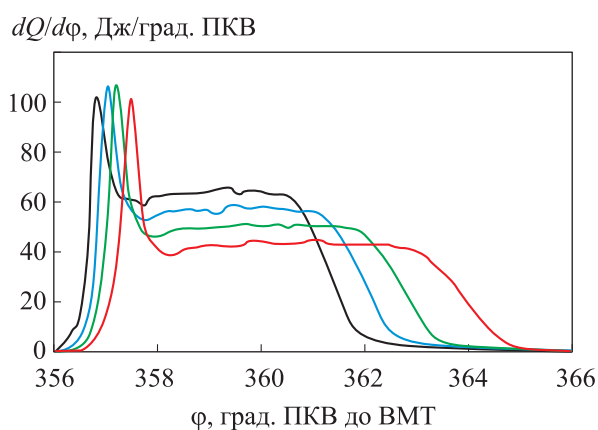


Рис. 6. Характеристики скорости тепловыделения дизеля 1СН 12/13 ($Q_{ц} = 60$ мг, $n = 1500$ мин $^{-1}$) при различных значениях $p_{ак}$:
— 300 МПа; — 250 МПа; — 200 МПа; — 150 МПа

в пределах 10° , а затем с увеличением $p_{ак}$ колебания ядра уменьшаются и становятся практически незаметными при 250 МПа (см. рис. 3, в).

Влияние $p_{ак}$ на завершающую фазу впрыскивания топлива проиллюстрировано на рис. 4. Полученные кадры пронумерованы в порядке получения, интервал между ними составляет 0,1 мс.

С ростом $p_{ак}$ увеличивается энергия капель, образующих «нить». Об этом свидетельствует более быстрое ее разрушение на «нити» меньшей длины при $p_{ак} = 250$ МПа и сохранение их прямолинейного движения.

На рис. 5 представлено сопоставление топливных струй в начальной фазе впрыскивания, а именно до воспламенения, за время, соответствующее 5 град. поворота коленчатого вала (ПКВ) до верхней мертвой точки (ВМТ). Изображение получено с применением программного комплекса AVL Fire [8, 9] для дизеля 1СН 12/13.

Представленный вид топливных струй соответствует экспериментальным результатам (см. рис. 2), что подтверждает адекватность проведенных расчетных исследований.

Повышение давления $p_{ак}$ способствует уменьшению периода задержки воспламенения и росту $dQ/d\phi$ в связи с большим количеством топлива, поступившего за это время (рис. 6).

Рост $p_{ак}$ сокращается продолжительность активного тепловыделения: по сравнению с продолжительностью тепловыделения при $p_{ак} = 150$ МПа при 300 МПа наблюдается ее уменьшение на 40 %.

Зависимость формы характеристики впрыскивания от давления в топливном аккумуляторе

Оценка формы дифференциальной характеристики впрыскивания проведена при длительностях $\tau_{имп}$ управляющего импульса 0,3...1,3 мс и трех базовых значениях давления в топливном аккумуляторе $p_{ак.сч}$, контролируемых системой управления: 50, 150 и 250 МПа. Подробно методика исследований и экспериментальная установка описаны в [10].

Пример регистрируемых сигналов системы управления $U_{сч}$ и от датчиков, расположенных на входе в ЭГФ ($U_{ф}$) и камере регистрации характеристик впрыскивания ($U_{к}$), представлен на рис. 7.

Управляющий сигнал состоит из форсирующей части $U_{сч1}$, обеспечивающей страгивание иглы, и удерживающей части $U_{сч2}$. В течение всех исследований длительность форсирующей части составляла 0,3 мс.

На основе анализа полученного экспериментального материала (см. рис. 7) выделено семь этапов процесса впрыскивания топлива ЭГФ:

этап 1 — страгивание и начало движения иглы распылителя, которое характеризуется значимым влиянием щели, образуемой между ней и запирающим конусом, эффективное проходное сечение которой меньше, чем у распыляющих отверстий;

этап 2 — подъем иглы, который характеризуется практически линейным нарастанием рас-

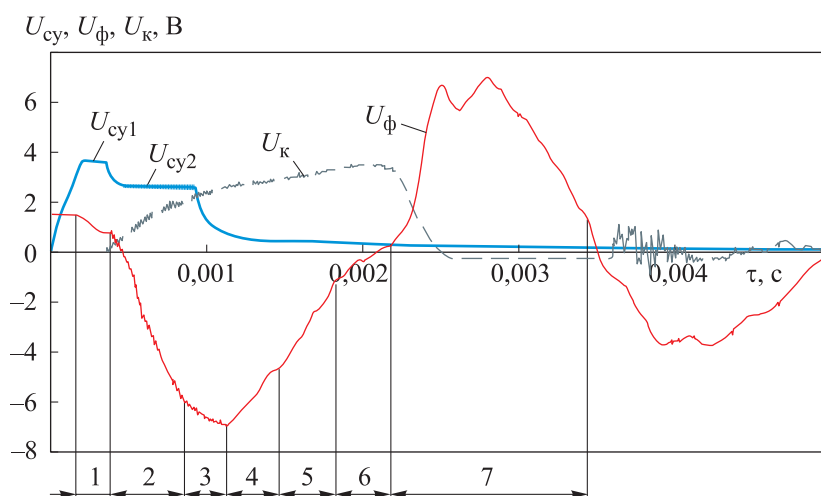


Рис. 7. Пример регистрируемых сигналов в процессе впрыскивания топлива электрогидравлической форсункой ($\tau_{имп} = 0,9$ мс; $p_{ак.сч} = 150$ МПа): 1–7 — этапы впрыскивания топлива

хода топлива через распылитель с одновременным значимым падением давления p_ϕ на входе в ЭГФ;

этап 3 — начало стабилизации снижения p_ϕ за счет выхода иглы распылителя на упор максимального подъема ($y = y_{\max}$);

этап 4 — начало повышения p_ϕ при нахождении иглы в положении $y = y_{\max}$ вследствие подпитки от топливного аккумулятора;

этап 5 — посадка иглы на седло, снижение расхода топлива через распыливающие отверстия форсунки и затем, как следствие, продолжение восстановления p_ϕ ;

этап 6 — увеличение роли эффективного проходного сечения щели, образуемого иглой, подходящей к конусу корпуса распылителя, и его запирающей поверхностью; при этом скорость восстановления p_ϕ замедляется;

этап 7 — возникновение резкого возрастания p_ϕ с двумя характерными пиками, где первый — следствие гидравлического удара из-за резкого торможения потока топлива, которое движется по каналам в корпусе ЭГФ и ее распылителе, а вторым является удар при контакте иглы и запирающего конуса распылителя.

С увеличением $p_{\text{ак.СУ}}$ возрастает скорость истечения топлива через распыливающие отверстия, что приводит к более быстрому понижению p_ϕ с большим Δp_ϕ на этапе 2 процесса впрыскивания при подъеме иглы (рис. 8). Чем выше давления $p_{\text{ак.СУ}}$ и p_ϕ , тем выше скорость истечения топлива на протяжении всего времени впрыскивания. Это приводит к росту Q_ϕ при равных значениях $\tau_{\text{имп}}$ и к большей просадки

давления, которое при $p_{\text{ак.СУ}} = 150$ и 250 МПа не успевает восстановиться к концу впрыскивания.

Увеличение интенсивности подачи топлива с ростом $p_{\text{ак.СУ}}$ усиливает падение Δp_ϕ на этапах 3–6 процесса впрыскивания (см. рис. 8).

Повышение скорости истечения топлива с ростом $p_{\text{ак.СУ}}$ приводит к выделению большей энергии при его торможении (гидроударе). Как результат — увеличение высоты первого пика p_ϕ на этапе 7 (см. рис. 8).

При этом более высокое значение абсолютного значения p_ϕ к моменту окончания длительности управляющего импульса и закрытия клапана ЭГФ способствует более быстрому заполнению камеры управления и, как следствие, увеличению скорости посадки иглы. С ростом скорости посадки возрастает энергия удара, что выражается в увеличении высоты второго пика p_ϕ на этапе 7 (см. рис. 8). Это особенно заметно с повышением $\tau_{\text{имп}}$ (рис. 8, б).

Увеличение $p_{\text{ак.СУ}}$ приводит к росту крутизны переднего фронта дифференциальной характеристики впрыскивания с переносом максимального значения dQ/dt ближе к началу топливоподачи (рис. 9 и 10).

Отмеченное на рис. 9 и 10 изменение формы характеристики впрыскивания объясняется снижением интенсивности топливоподачи вследствие падения p_ϕ . На характеристики процесса впрыскивания в его середине и при окончании влияет изменение p_ϕ на этапах 4–6. С повышением $p_{\text{ак.СУ}}$ большая часть топлива подается с падающей скоростью (см. рис. 9 и 10).

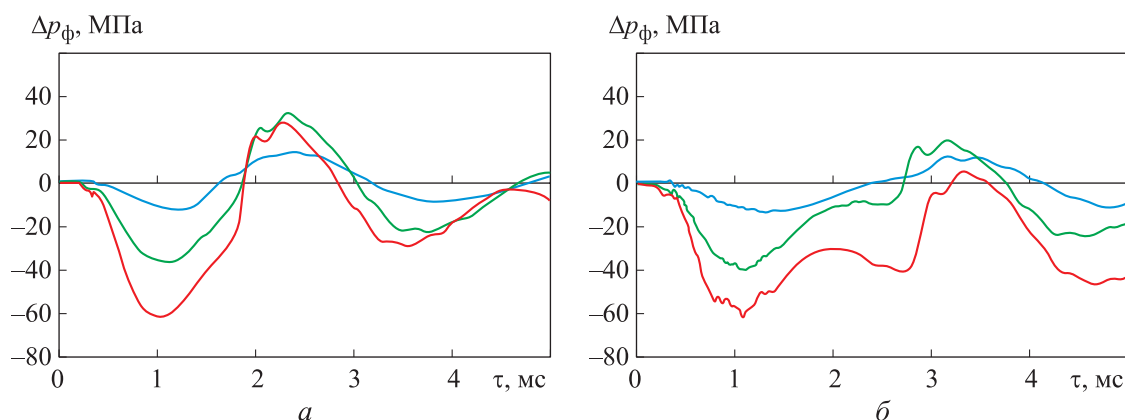


Рис. 8. Зависимость давления Δp_ϕ у штуцера форсунки в процессе впрыскивания топлива: *а* — от базового давления в топливном аккумуляторе $p_{\text{ак.СУ}}$ (— 0,3 мс, 50 МПа; — 0,3 мс, 150 МПа; — 0,3 мс, 250 МПа); *б* — от длительности управляющего импульса $\tau_{\text{имп}}$ (— 1,3 мс, 50 МПа; — 1,3 мс, 150 МПа; — 1,3 мс, 250 МПа)

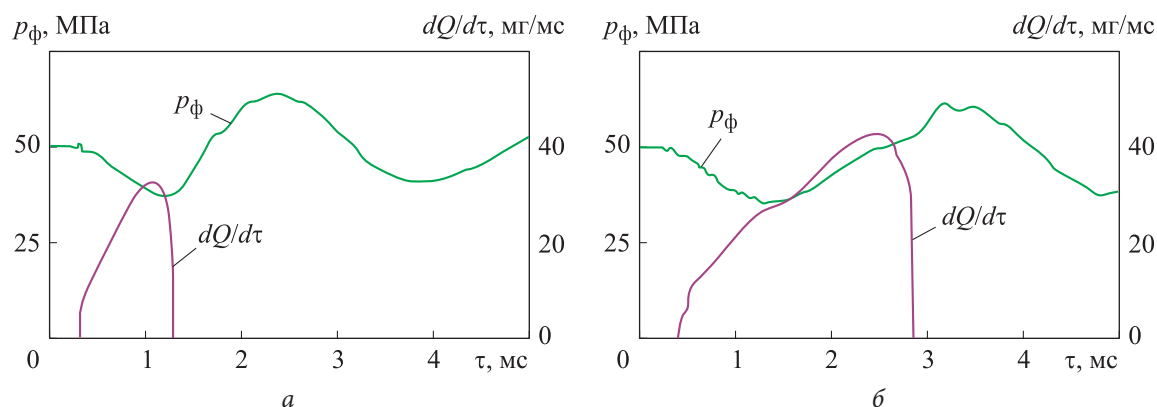


Рис. 9. Давление p_ϕ у штуцера форсунки и дифференциальная характеристика впрыскивания $dQ/d\tau$ ($p_{ак.сy} = 50$ МПа) при различных значениях $\tau_{имп}$:
а — 0,3 мс; б — 1,3 мс

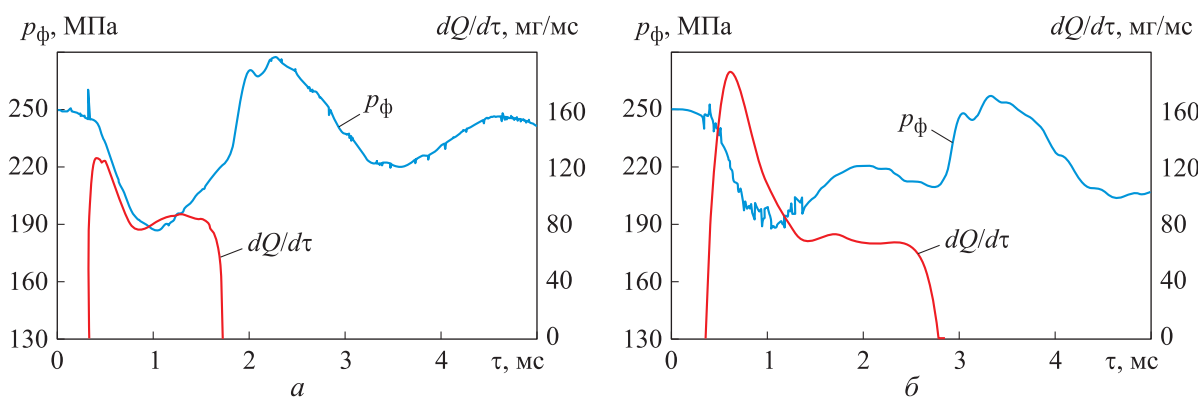


Рис. 10. Давление p_ϕ у штуцера форсунки и дифференциальная характеристика впрыскивания $dQ/d\tau$ ($p_{ак.сy} = 250$ МПа) при различных значениях $\tau_{имп}$:
а — 0,3 мс; б — 1,3 мс

Влияние параметров камеры сгорания и давления наддува на показатели рабочего процесса дизеля при давлении впрыскивания 300 МПа

Расчетные исследования выполнены при частоте вращения коленчатого вала $n = 1400$ мин⁻¹, $p_{ак} = 300$ МПа и изменении давления наддува p_k от 0,15 до 0,45 МПа. Моделирование проводили при различных отношении диаметра КС к ее глубине ($D_{КС}/h_{КС}$): от 3,4 до 10. Степень сжатия составила 15,4. Это соответствовало изменению $D_{КС}$ от 67 до 100 мм при неизменном диаметре цилиндра 120 мм.

На начальном этапе впрыскивания (до 0,05 мс) p_k и $D_{КС}/h_{КС}$ слабо влияют на процесс впрыскивания (рис. 11 и 12). После 0,1 мс на графиках длины струи L наблюдаются колебания. Длина L ограничена испарением топлива

и дальнейшим его движением в газообразном состоянии. При увеличении p_k , максимальные значения длины струи L и ее скорости ω уменьшаются. При этом возрастает число заторможенных капель на ее периферии и в оболочке, ширина переднего фронта увеличивается.

При увеличении $D_{КС}$ (отношения $D_{КС}/h_{КС}$) параметры струи (топливо находится в жидкой фазе) мало изменяются (см. рис. 12). Причина в том, что давление в КС и давление впрыскивания не зависят от $D_{КС}/h_{КС}$ (поскольку $p_{ак}$, p_k и степень сжатия ε остаются неизменными). В условиях высокого наддува ($p_k = 0,45$ МПа) струя быстрее тормозится, а скорость смесеобразования повышается. Отношение $D_{КС}/h_{КС}$ влияет на отмеченные колебания L . С увеличением диаметра КС их максимальный размах повышается, при том, что с ростом p_k — снижается (см. рис. 11).

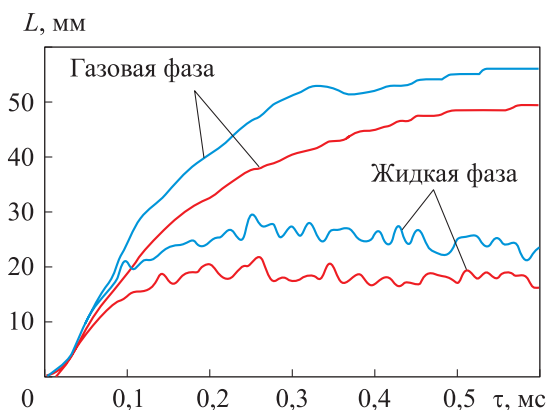


Рис. 11. Влияние давления наддува на характеристики струи дизеля 1ЧН 12/13 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{\text{ак}} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{\text{ц}} = 60 \text{ мг}$; $D_{\text{КС}} = 100 \text{ мм}$):
— $p_{\text{к}} = 0,15 \text{ МПа}$; — $p_{\text{к}} = 0,45 \text{ МПа}$

С изменением $D_{\text{КС}}/h_{\text{КС}}$ меняется угол наклона оси распыливающего отверстия относительно оси распылителя, изменяется длина его канала. Это влияет на возмущения, происходящие в потоке топлива, и воздействует на параметры струи [11]. Как показано в работе [7], с увеличением отношения длины канала к его диаметру несколько возрастает длина струи, но снижается ее угол раскрытия.

При сохранении цикловой подачи топлива ($Q_{\text{ц}} = 60 \text{ мг}$) с повышением $p_{\text{к}}$ существенно увеличивается коэффициент избытка воздуха α (из-за увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндр) и максимальное давление цикла p_{max} , определяемое ростом давления $p_{\text{с}}$ в конце процесса сжатия. Значение α увеличилось в 2,84 раза, а p_{max} — в 2,1 раза при увеличении давления наддува с 0,15 до 0,45 МПа.

Поскольку повышение $p_{\text{к}}$ положительно сказывается на скорости смесеобразования (максимальное значение L уменьшается (см. рис. 11), то $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и T_{max} снижаются. Так, при $D_{\text{КС}}/h_{\text{КС}} = 10$ переход с давления наддува 0,15 на 0,45 МПа обеспечил падение отношения $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ на 38 % и T_{max} на 9 %. Уменьшение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ положительно влияет на выбросы NO_x и шум от рабочего процесса дизеля.

Рост $p_{\text{к}}$ более значимо влияет на $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$, чем на T_{max} . По мере увеличения $p_{\text{к}}$ (особенно выше значения 0,35 МПа) его роль в снижении $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и T_{max} ослабевает.

Наиболее высокие значения $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и T_{max} достигаются при наименьшем диаметре

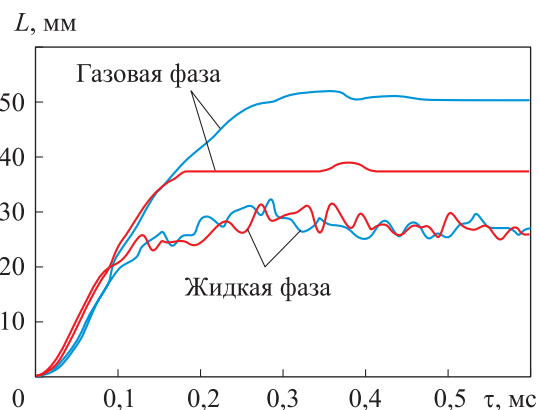


Рис. 12. Влияние геометрии камеры сгорания на характеристики струи дизеля 1ЧН 12/13 ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{\text{ак}} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{\text{ц}} = 60 \text{ мг}$; $p_{\text{к}} = 0,15 \text{ МПа}$):
— $D_{\text{КС}} = 67 \text{ мм}$, $L_{\text{КС}} = 73,4 \text{ мм}$; — $D_{\text{КС}} = 100 \text{ мм}$, $L_{\text{КС}} = 98 \text{ мм}$

КС с наибольшей ее глубиной ($D_{\text{КС}}/h_{\text{КС}} = 3,4$), что связано с попаданием большого количества топлива на стенку цилиндра до момента самовоспламенения.

По мере удаления стенки КС от мыска распылителя (роста $D_{\text{КС}}$) величина $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ уменьшается, а затем, при малых значениях наддува (0,15 и 0,25 МПа), не меняется. При $p_{\text{к}} = 0,45 \text{ МПа}$ наблюдается устойчивое снижение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ с увеличением $D_{\text{КС}}$, оно составило 13 % при изменении $D_{\text{КС}}/h_{\text{КС}}$ от 3,4 до 10. Также значимым было снижение $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ при $p_{\text{к}} = 0,25 \text{ МПа}$ в диапазоне значений $D_{\text{КС}}/h_{\text{КС}}$ от 3,4 до 5,6 — 12,5 %.

Таким образом, давление $p_{\text{к}}$ выступает как средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе (объемное смесеобразование) и вблизи стенки КС (пристеночное смесеобразование). С повышением $p_{\text{к}}$ увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

С повышением диаметра $D_{\text{КС}}$ путь струи увеличивается и появляется больше времени для ее прогрева, воспламенения и сгорания. Меньше топлива попадает на стенку и больше сгорает в условиях объемного смесеобразования. Особенно это хорошо видно на примере малого давления наддува ($p_{\text{к}} = 0,15 \text{ МПа}$) при сопоставлении кривых тепловыделения для диаметров 67 и 100 мм (рис. 13).

Дальнобойность струи определяется длительностью поддержания в ней высокой энер-

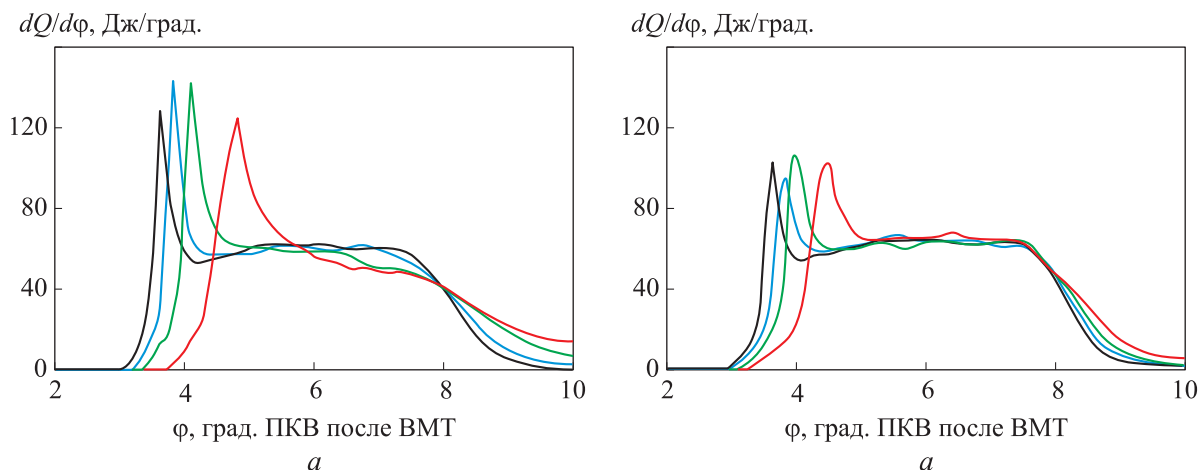


Рис. 13. Характеристики скорости тепловыделения при изменении диаметра камеры сгорания D_{KC} и давления наддува p_K :
 a — $D_{KC} = 67$ мм; b — $D_{KC} = 100$ мм; — $p_K = 0,15$ МПа; — $p_K = 0,25$ МПа; — $p_K = 0,35$ МПа; — $p_K = 0,45$ МПа

Таблица 2. Влияние количества распыляющих отверстий на динамику развития струи впрыскиваемого топлива в камеру сгорания дизеля 1ЧН 12/12 ($n = 1500$ мин $^{-1}$; $Q_{ц} = 60$ мг; $D_{KC} = 100$ мм)

$p_{ак}$, МПа	i_c	
	4	8
50	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 19-37-31 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 377	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 20-22-56 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 393
150	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 19-52-54 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 378	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 20-32-19 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 396
250	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 19-58-36 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 375	Дизель-ПК: Fuel Spray Visualization www.diesel-rk.bmstu.ru Отображение результатов расчета смесеобразования и сгорания в дизеле 2020-11-22 20-36-07 "Впрыскивание" Режим: #1 : "RPM=1500, Пк=2.00" Распределение топлива по зонам Сигн. 7 Область: Яд струи, Яд стенок, Крышка, Цп. зерн. Впрыск и тепловыделение $dQ/d\phi$ $dQ/d\phi$ $U_{сж}$ Угол поворота к.к. 372.5

Таблица 3. Влияние диаметра распыливающих отверстий на динамику развития струи впрыскиваемого топлива в камеру сгорания дизеля 1ЧН 12/12 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $Q_{\text{ц}} = 60 \text{ мг}$; $D_{\text{КС}} = 100 \text{ мм}$)

$p_{\text{ак}}, \text{ МПа}$	$d_c, \text{ мм}$	
	0,12	0,32
50		
150		
250		

гии ее движущихся капель [12–14]. Поэтому сокращение времени подачи при неизменном давлении впрыскивания способствует ее более быстрому торможению. Это может быть достигнуто либо увеличением числа i_c распыливающих отверстий (табл. 2), либо увеличением диаметра d_c при сохранении числа отверстий (табл. 3). Представленные в табл. 1 и 2 результаты получены с помощью программного комплекса «Дизель-РК» [15, 16].

Повышение i_c ограничено прочностью мыска распылителя, зависящего от места их сверления, которое связано с размерами и формой КС.

Увеличение d_c ухудшает точность дозирования малых цикловых подач. Повышается минимально возможный размер предварительных

порций топлива и снижается значимость их воздействия на жесткость процесса сгорания.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. В ходе исследований установлено, что зависимость эффективного проходного сечения распыливающих отверстий $\mu_c f_c$ от числа кавитации K_c изменяется в зависимости от конкретного значения давления на входе в распылитель. При постоянном значении K_c с повышением давления $p_{\text{ак}}$ в топливном аккумуляторе коэффициент μ_c имеет тенденцию к увеличению.

2. Повышение давления впрыскивания от 50 до 250 МПа приводит к большей стабилизации

струи и уменьшению угла конуса ее пограничного слоя, содержащего смесь воздуха и капель топлива. При этом растет крутизна переднего фронта дифференциальной характеристики впрыскивания, в результате чего максимальное значение dQ/dt смещается к началу топливоподачи.

3. Давление p_k представляет собой инструмент для перераспределения количества топлива между тем, которое сгорает в объеме КС, и тем, которое сгорает вблизи стенки КС. С по-

вышением p_k увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

4. С ростом отношения $D_{КС}/h_{КС}$ сокращается задержка воспламенения (из-за увеличения доли объемного смесеобразования) и растет количество теплоты, отдаваемой в стенки КС. Сгорание происходит быстрее с обеспечением большей работы расширения.

Литература

- [1] Козлов А.В. *Математическое моделирование процессов образования токсичных веществ в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, НАМИ, 2020, 138 с.
- [2] Мальчук В.И. *Топливоподача и зональное смесеобразование в дизелях*. Москва, МАДИ, 2009, 176 с.
- [3] Дунин А.Ю. *Разработка и исследование рабочего процесса аккумуляторных топливных систем при повышении давления впрыскивания*. Москва, МАДИ, 2021, 184 с.
- [4] Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y. et al. A Control Method of Fuel Distribution by Combustion Chamber Zones and its Dependence on Injection Conditions. *Thermal Science*, 2018, vol. 22, no. 5, pp. 1425–1434. <https://doi.org/10.2298/TSCI18S5425S>
- [5] Дунин А.Ю., Душкин П.В. Результаты испытаний аккумуляторных топливных систем дизелей с давлением впрыскивания до 300 МПа. *Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение*, 2016, № 1, с. 80–88. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-1-80-88>
- [6] Трусков В.И., Дмитриенко В.П., Масляный Г.Д. *Форсунки автотракторных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1977, 167 с.
- [7] Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И. *Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 360 с.
- [8] AVL Fire. *Combustion Module*. Graz, Austria, AVL LIST GmbH, 2014, 113 p.
- [9] AVL Fire. URL: <http://www.avl.com> (accessed December 23, 2020).
- [10] Нгуен Т.К. *Улучшение показателей рабочего процесса дизеля применением водородосодержащего топлива и сверхвысокого давления в аккумуляторе топливной системы*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ, 2021, 190 с.
- [11] Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А., Са Бовэнь, Зенкин А.Н. Совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 3–12.
- [12] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2013, 292 с.
- [13] Vera-Tudela W., Haefeli R., Barro C. et al. An Experimental Study of a Very High-Pressure Diesel Injector (Up to 5000 Bar) by Means of Optical Diagnostics. *Fuel*, 2020, vol. 275, pp. 117933. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117933>
- [14] Wloka J.A., Pötsch C., Wachtmeister G. Injection Spray Visualization for 3000 bar Diesel Injection. *24th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Estoril, Portugal, September 2011, 2011, 10 p. Corpus ID: 139526295
- [15] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 235 с.
- [16] Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС. *Двигателестроение*, 2017, № 2, с. 7–10.

References

- [1] Kozlov A.V. *Matematicheskoe modelirovaniye protsessov obrazovaniya toksichnykh veshchestv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Mathematical Modeling of the Formation of Toxic Substances in Internal Combustion Engines]. Moscow, NAMI Publ., 2020, 138 p. (In Russ.).

- [2] Mal'chuk V.I. *Toplivopodacha i zonal'noe smeseobrazovanie v dizelyakh* [Fuel Supply and Zonal Mixture Formation in Diesel Engines]. Moscow, MADI Publ., 2009, 176 p. (In Russ.).
- [3] Dunin A.Yu. *Razrabotka i issledovanie rabocheho protsessa akkumulyatornykh toplivnykh sistem pri povyshenii davleniya vpryskivaniya* [Development and Study of the Working Process of Accumulator Fuel Systems with Increasing Injection Pressure]. Moscow, MADI Publ., 2021, 184 p. (In Russ.).
- [4] Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y. et al. A Control Method of Fuel Distribution by Combustion Chamber Zones and its Dependence on Injection Conditions. *Thermal Science*, 2018, vol. 22, no. 5, pp. 1425–1434. <https://doi.org/10.2298/TSCI18S5425S>
- [5] Dunin A.Yu., Dushkin P.V. Test Results of Common Rail Fuel Injection System for Diesel Engines with Fuel Pressure Up to 3000 Bar. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2016, no. 1, pp. 80–88. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2016-1-80-88>
- [6] Trusov V.I., Dmitrienko V.P., Maslyanny G.D. *Forsunki avtotraktornykh dizeley* [Automotive Diesel Injectors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 167 p. (In Russ.).
- [7] Markov V.A., Devyanin S.N., Mal'chuk V.I. *Vpryskivanie i raspylivanie topliva v dizelyakh* [Fuel Injection and Atomization in Diesel Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2007, 360 p. (In Russ.).
- [8] AVL Fire. Combustion Module. Graz, Austria, AVL LIST GmbH, 2014, 113 p.
- [9] AVL Fire. Available at: <http://www.avl.com> (accessed December 23, 2020).
- [10] Nguen T.K. *Uluchshenie pokazateley rabocheho protsessa dizelya primeneniem vodorodosoderzhashchego topliva i sverkhvysokogo davleniya v akkumulyatore toplivnoy sistemy* [Improving Diesel Operating Performance by Using Hydrogen-Containing Fuel and Ultra-High Pressure in the Fuel System Accumulator]. Ph. D. Diss. Moscow, MADI Publ., 2021, 190 p. (In Russ.).
- [11] Markov V.A., Kuleshov A.S., Neverov V.A., Sa Boven', Zenkin A.N. Improvement of Fuel Atomization and Mixing Processes in Engines Firing Mixed Biofuel. *Engines Construction*, 2021, no. 1, pp. 3–12. (In Russ.).
- [12] Grekhov L.V., Gabitov I.I., Negovora A.V. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskii servis toplivopoddayushchikh sistem dizeley* [Design, Calculation and Technical Service of Diesel Fuel Supply Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2013, 292 p. (In Russ.).
- [13] Vera-Tudela W., Haefeli R., Barro C. et al. An Experimental Study of a Very High-Pressure Diesel Injector (Up to 5000 Bar) by Means of Optical Diagnostics. *Fuel*, 2020, vol. 275, pp. 117933. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117933>
- [14] Wloka J.A., Pötsch C., Wachtmeister G. Injection Spray Visualization for 3000 bar Diesel Injection. *24th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Estoril, Portugal, September 2011, 2011, 10 p. Corpus ID: 139526295
- [15] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of Calculation Methods and Optimization of Internal Combustion Engine Work Processes]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2012, 235 p. (In Russ.).
- [16] Kuleshov A.S., Fadeev Yu.M., Kuleshov A.A. Development of Multizonal Combustion Models as Applied to Modern Reciprocating Engines. *Engines Construction*, 2017, no. 2, pp. 7–10. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Шатров Михаил Георгиевич — доктор технических наук, профессор, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: dvs@madi.ru

Дунин Андрей Юрьевич — доктор технических наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: a.u.dunin@yandex.ru

Голубков Леонид Николаевич — доктор технических наук, профессор, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: golubkov.ln.madi.veche@mail.ru

Николаев Сергей Евгеньевич — инженер, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: bmwmadi@mail.ru

Ахметжанова Эльмира Умяровна — ведущий инженер, аспирант, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: onti@nich.madi.ru

Information about the authors

Shatrov Mikhail Georgievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: dvs@madi.ru

Dunin Andrey Yurievich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: a.u.dunin@yandex.ru

Golubkov Leonid Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: golubkov.ln.madi.veche@mail.ru

Nikolaev Sergey Evgenievich — Engineer, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: bmwmadi@mail.ru

Akhmetzhanova Elmira Umyarovna — Leading Engineer, Postgraduate, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: onti@nich.madi.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Николаев С.Е., Ахметжанова Э.У. Влияние показателей топливоподачи на рабочий процесс дизеля при достижении давления впрыскивания 250 МПа. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 42–55. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.42-55>

Citation:

Shatrov M.G., Dunin A.Yu., Golubkov L.N., Nikolaev S.E., Akhmetzhanova E.U. Impact of the Fuel Supply Indicators on the Diesel Engine Operation when Reaching the 250 MPa Injection Pressure. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 42–55. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.42-55>

ТОПЛИВО И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИСАДКИ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.4.56-72

Уравнение состояния для различных дизельных топлив*

Л.В. Грехов¹, В.А. Марков¹, А.В. Неговора², И.И. Габитов²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Башкирский государственный аграрный университет

Equation of State for Various Types of Diesel Fuels

L.V. Grekhov¹, V.A. Markov¹, A.V. Negovora², I.I. Gabitov²¹ Bauman Moscow State Technical University² Bashkir State Agrarian University

Обоснованы и приведены константы для уравнения состояния дизельного топлива, рекомендуемые для использования в расчетах по оценке нестационарного процесса подачи и впрыскивания топлива под максимальным давлением 250 МПа. Приведено аналитическое обоснование значительного расхождения между экспериментальными данными, полученными в различных источниках, относительно упругих свойств топлива. Обоснован вид уравнения состояния, подтверждается его большая универсальность и корректность по сравнению с эмпирической зависимостью для модуля упругости или скорости звука. Помимо прямого использования в гидродинамических расчетах предложенное уравнение состояния и выведенные для него константы обеспечивают решение и других задач, позволяя описать поведение смесей из нескольких жидких топлив или газожидкостных смесей, а также определить нагрев топлива при его сжатии и дросселировании в форсунке.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливная система, уравнение состояния, математическое моделирование, скорость звука, сжимаемость топлива, константы уравнения состояния

The paper substantiates and presents constants for the equation of state of the diesel fuel recommended for use in calculations to assess unsteady process in the fuel supply and injection under the maximum pressure of 250 MPa. Analytical substantiation is provided for significant discrepancy in the experimental data obtained from various sources regarding the fuel elastic properties. Form of the equation of state is justified, and its significant universality and correctness are confirmed in comparison with the empirical dependence for the elastic modulus or sound speed. In addition to direct use in the hydrodynamic calculations, the proposed equation of state and the constants derived for it provide a solution to other problems making it possible to describe behavior of several liquid fuels or gas-liquid mixtures, as well as to determine the fuel heating during its compression and throttling in the nozzle.

Keywords: diesel engine, fuel system, equation of state, mathematical simulation, speed of sound, fuel compressibility, equation of state constants

* Исследование выполнено при финансовой поддержке МГТУ им. Н.Э. Баумана за счет гранта Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № 075-15-2021-1028). Исследование выполнено с использованием оборудования УНЦ «Пучок-М» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Введение

Интенсификация процесса впрыскивания топлива служит эффективным средством снижения вредных выбросов и расхода топлива в дизелях. В ряде работ даже приведены усредненные рекомендации по изменению давления впрыскивания для достижения показателей дизелей [1]. Уже в серийной продукции применяются топливные системы с давлением впрыскивания 250 МПа. Экспериментальные исследования подтверждают возможность снижения выбросов вредных веществ путем повышения давления впрыскивания до 300...320 МПа [1, 2] и даже до 350...400 МПа [3, 4].

При расчете таких топливных систем нет возможности использовать старые экспериментальные данные, которые обычно ограничивались диапазоном давления 50...80 МПа. Однако современные математические модели, используемые для описания подачи топлива в дизельных двигателях, отличаются от традиционных. Так, они позволяют более точно описывать подачу многокомпонентных смесей жидких топлив, газотопливных смесей, использовать расчетные модели, учитывающие переменность скорости звука, заменять уравнения объемного баланса в уравнениях граничных условий уравнениями массового баланса и т. д. [5]. Все это требует замены традиционных эмпирических соотношений для коэффициента сжимаемости (модуля упругости), плотности или скорости звука на универсальное соотношение — уравнение состояния (УС) топлива, которое должно присутствовать в исходных уравнениях гидрогазодинамики. Такие попытки были предприняты, но они не оправдали себя для маршевого счета [6], либо возможность их применения для описания жидкостей при высоких давлениях не была доказана [7].

При расчете подачи топлива при высоком давлении применяют одномерные и нульмерные модели с использованием известных физических свойств топлив (плотность, скорость звука, сжимаемость, вязкость), например, [8, 9]. Наиболее важными свойствами являются упругие свойства и их зависимость от параметров состояния — температуры и давления. Для их описания необходимо УС

$$\rho = f(p, T),$$

где ρ — плотность топлива; p — давление; T — температура.

При подаче топлив с давлениями 50...400 МПа мы имеем дело с однофазной капельной жидкостью, лишь в частных случаях подачи возможно кратковременное снижение давления и газообразование [5].

В различных технических задачах используются уравнения для реальных газов, например, уравнение Ван-дер-Ваальса [10] и уравнения, построенные на его основе. Широко известно семейство так называемых кубических уравнений. В общем случае, с константами $\alpha(T)$ и b , отражающими значения в критических точках, оно имеет вид [11]

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{(V+K_1b)(V+K_2b)}, \quad (1)$$

где V — удельный объем топлива; поправка b учитывает объем молекул и пространство между ними; K_1, K_2 — поправочные коэффициенты, индивидуальные для каждой модели; функция $\alpha(T)$ учитывает силы взаимодействия между молекулами и подбирается на основе экспериментальных данных.

Известные УС можно рассматривать как частные случаи кубического уравнения. Например, широко используется уравнение Редлиха — Квонга ($K_1 = 0$; $K_2 = 1$; $\alpha = 0,4275R^2T_c^2/p_c$; $b = 0,08665RT_c/p_c$) [12]:

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b)}. \quad (2)$$

Была предпринята попытка моделирования низкотемпературных свойств дизельного топлива (ДТ) с помощью усовершенствованной модели (1) [6]. Известны работы по использованию аналогичного УС Пенга — Робинсона ($K_1 = 1$; $K_2 = 1$; $\alpha = 0,4572R^2T_c^2/p_c$; $b = 0,0778RT_c/p_c$) [13]:

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V^2 + 2Vb - b^2}. \quad (3)$$

Уравнения состояния в виде кубических уравнений (1), учитывающих парные взаимодействия между компонентами смеси жидкостей, получили развитие. Так, с правилами смешивания [13]:

$$b = \sum_{i=1}^n y_i b_i; \quad \alpha = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n y_i y_j \alpha_{ij}. \quad (4)$$

где, например, для УС Пенга — Робинсона парный коэффициент α_{ij} составит

$$\alpha = (1 - \sigma_{ij})(\alpha_i \alpha_j)^{0.5}, \quad (5)$$

σ_{ij} — коэффициенты бинарного взаимодействия, определяемые путем аппроксимации экспериментальных данных по фазовым равновесиям бинарных смесей на линии кипения.

Задача решается с помощью значительных расчетов и применения коммерческих программ для расчета фазового равновесия компонентов смеси (PRO-II, Aspen Hysys и другие). Для их применения необходимо, как минимум, знать состав смеси.

Перспективным методом расчета термодинамического состояния смесей считается метод УС с возмущенной цепной статистической ассоциативной теорией жидкости (PC-SAFT) [14]. Имеется опыт использования PC-SAFT для УС дизельных топлив, в которых явно учитывается состав ДТ [15, 16].

В работе [17] была получена температурная зависимость объема жидкости:

$$V = A + BT + CT^2 + V_e \exp(-E/RT), \quad (6)$$

где A, B, C, V_e — постоянные; E — энергия активации. Позже были добавлены члены с множителями давления. Однако УС (6) базируется на концепции поведения молекул газа и не обеспечивает соответствие экспериментальным данным для широкого круга жидкостей.

Новые и детальные методы описания уравнения состояния, упомянутые выше, кажутся очень привлекательными. Однако существует ряд ограничений, которые заставляют от них отказаться:

- химический и фракционный состав ДТ характеризуется высокой неопределенностью и зависит от сырья, технологии производства, производителя, он не регламентирован в явном виде стандартами;

- расчеты термодинамических параметров состояния указанными методами совершенно непригодны для маршевого счета при определении параметров и оптимизации топливных систем из-за сложности и невозможности использования внешнего коммерческого программного обеспечения;

- рассмотренные методы эффективны для прикладных задач с наличием фазовых перехо-

дов, двухфазного состояния жидкости (нефтяная, холодильная техника и т. д.). В современной топливной аппаратуре ДТ находится в однофазном состоянии.

Напротив, для математических моделей процессов в дизельной аппаратуре наиболее важным является другое: требуется простое, надежное описание однофазного состояния топлива при высоких (до 180...200 МПа) и сверхвысоких (300...400 МПа) значениях давления. В этом смысле характерна работа [17], в которой после рассмотрения УС вида (1) – (3) в конце работы выполняют обобщение данных в форме уравнения Тейта.

Таким образом, уравнения (1) – (5) используются для описания газов и смесей со значительным газосодержанием. Однако они неточно отражают поведение жидкостей при высоком давлении, хотя и трудоемки. Более точными для однокомпонентных веществ считаются уравнения Бенедикта — Уэбба — Рубина [18], но они очень громоздки и непригодны для практических расчетов, особенно для жидких топлив.

По этим причинам УС, основанные на представлениях о взаимодействии молекул газа, неприменимы для процессов в топливной аппаратуре. Но даже в том случае, если в топливе присутствуют газы, их объемное содержание не превышает 2...3%. В то же время дисперсионные модели, основанные на моделях жидкости с малым газосодержанием, дают хорошие результаты.

Наиболее близко к описанию поведения капельных жидкостей эмпирическое уравнение Тейта (Tait P.G. Report on some of the Physical Properties of Water, 1888). Первоначально Питер Гатри Тэйт записал уравнение для среднего коэффициента сжимаемости воды, стекла и ртути применительно к задаче измерения температуры в морских глубинах. Позднее уравнение было использовано для описания состояния сильно сжатого азота и аммиака. Сегодня его обычно используют в следующем виде:

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = C \ln \left(\frac{B + p}{B + p_0} \right), \quad (7)$$

где ρ_0 — плотность топлива при атмосферном давлении и фактической температуре; p_0 — атмосферное давление.

Параметры C и B в уравнении (7) являются функциями температуры; поэтому уравне-

ние Тэйта называют УС [19, 20]. Уравнение (7) и основанные на нем уравнения применяют для описания поведения жидкостей при высоких давлениях [21, 22]. Тем не менее константы B и C , определенные путем обработки полученных нами и известных экспериментальных данных, оказались не универсальными. Справочных данных по константам для популярных видов топлива для уравнения (7) недостаточно.

Популярный подход к описанию УС заключается в установлении формальной корреляции между тремя основными параметрами состояния, например, в виде полиномов или более сложных функций [23, 24]. Например, для ДТ соотношения для плотности, скорости звука и других свойств получаются в виде

$$\rho = \sum_{i=1}^3 \left(\sum_{j=1}^3 \alpha_{ij} T^{j-1} \right) p^{i-1}, \quad (8)$$

где

$$\alpha_{ij} = \begin{pmatrix} 828,59744 & 0,63993 & -0,00216 \\ 8,65679 \cdot 10^{-7} & -5,93672 \cdot 10^{-9} & 1,56678 \cdot 10^{-11} \\ -7,59052 \cdot 10^{-16} & 8,99915 \cdot 10^{-18} & -2,7789 \cdot 10^{-20} \end{pmatrix}.$$

Подобные формы представления результатов использовались для альтернативных топлив [25, 26]. Не комментируя качество зависимостей, отметим, что уравнения типа (8) неудобны для обратных пересчетов и не являются универсальными. В работе [27] предложена аналогичная, но более сложная структура зависимостей для ДТ. Ценность работы заключается в высоком качестве исполнения, множественности различных свойств топлива и представлении первичных экспериментальных данных.

Таким образом, вопрос об УС капельных жидкостей, в частности моторных топлив, не является решенным. Химический состав дизельных топлив не нормирован в стандартах и лишь косвенно отражается через значения температур кипения нефтяных фракций. В связи с этим попытки точного расчета констант сложных и детальных УС и их констант с целью определения наиболее важных свойств для расчета подачи топлива при высоком давлении бессмысленны. Наиболее важными являются упругие свойства топлив (изменение плотности, модуля упругости и скорости звука). Именно эти параметры топлив входят в исходные уравнения для описания поведения топлив в уравнениях граничных

условий, движении топлива по трубопроводам в математических моделях [5].

С одной стороны, практические расчеты требуют обобщенной оценки упругих свойств дизельных топлив, что позволило бы проектировать топливные системы. С другой стороны, в классических математических моделях топливоподачи дизельных двигателей до сих пор применяют эмпирические уравнения для коэффициента сжимаемости или скорости звука, при этом в уравнениях плотность считается не зависящей от давления. Но разрабатываются и более сложные модели, которые не могут быть основаны на этих эмпирических уравнениях. Например, УС топлива необходимо для моделей, включающих уравнения энергии, учитывающих выделение теплоты при дросселировании, теплопередачу, теплоту адиабатического сжатия, а также для моделей с переменной скоростью звука, двухфазного состояния топлива, расчета смесей топлив с известными свойствами и других более сложных задач.

Таким образом, задача состоит в нахождении УС моторных топлив, удобного для прямого и обратного пересчета, применимого для описания изменения скорости звука, модуля упругости, плотности и, главное, обладающего адекватностью и универсальностью для моторных топлив в диапазоне давлений 0...400 МПа и температур 250...475 К.

Экспериментальная установка

Для определения упругих свойств дизельного и альтернативных топлив был использован и усовершенствован метод регистрации времени движения волны давления в прямом и обратном направлениях по длинной термостатированной трубе [28, 29]. Это устройство для определения характеристик скорости впрыскивания принято называть измерителем Bosch [30]. Первая реализация метода позволяла измерять время движения волны давления от импульса впрыскивания с помощью одного датчика (рис. 1). Более сложная система регистрации и управления дала возможность изучать влияние давления и температуры топлива.

В качестве основы экспериментальных установок были использованы промышленные стенды для испытания топлива различных марок, например, Open System-Dieselland 12 PSB и стенд BTC-101Me (рис. 2). В последнем случае

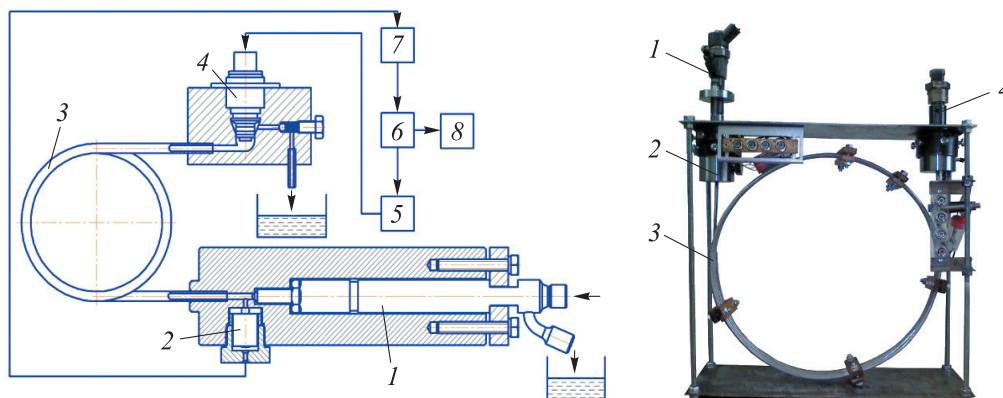


Рис. 1. Измеритель скорости звука:

1 — форсунка; 2 — датчик давления; 3 — измерительная труба; 4 — электромагнитный клапан управления; 5 — блок широтно-импульсной модуляции; 6 — блок управления; 7 — усилитель; 8 — персональный компьютер

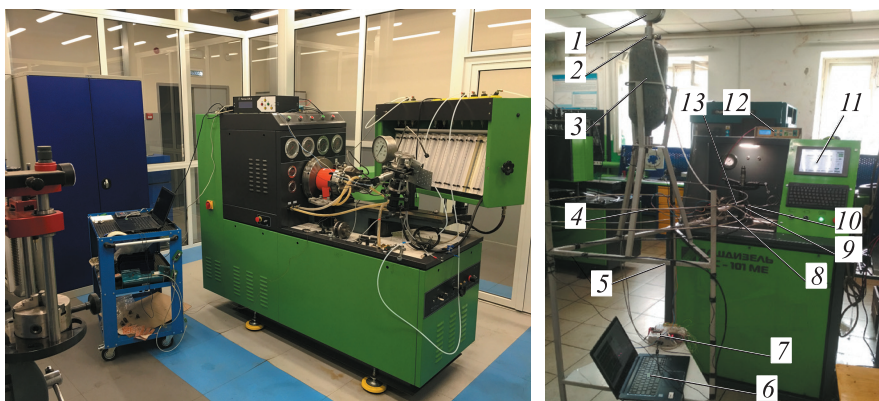


Рис. 2. Топливные стенды для измерения скорости звука:

1 — манометр; 2 — регулятор давления; 3 — ресивер; 4 — измерительная труба; 5 — стойка; 6 — ПК; 7 — усилитель; 8 — адаптер форсунки; 9 — форсунка; 10 — топливопровод высокого давления; 11 — испытательный стенд VTS-101Me; 12 — имитатор сигнала; 13 — датчик температуры

измерительная трубка была свернута в спираль. Для получения данных о свойствах топлива при различных температурах адаптер, измерительная труба и ресивер были обмотаны электрическими силиконово-керамическими нагревателями. Они удобны для проведения экспериментов и быстро нагреваются.

Рассчитать нагрев топлива по теоретическим формулам теплопередачи не представляется возможным из-за множества неопределенностей. Поэтому питание нагревателей осуществлялось от блока питания с электронным управлением и обратной связью по сигналу от датчика температуры топлива. Таким образом, температура топлива точно поддерживалась в диапазоне 20...125 °С. Запатентованная

система термостабилизации стенда VTS-101 Me используется для охлаждения топлива, сливаемого в бак.

Температура топлива регистрировалась цифровым датчиком, установленным в адаптере рядом с датчиками давления. В других случаях хромель-алюмелевые термопары обеспечивали точность измерения температуры после калибровки 1,5 % в диапазоне измерений 0...200 °С. Пьезоэлектрические датчики давления QC42D-E компании AVL обладали чувствительностью 67,12 p_c /МПа. Усилитель имел выходное напряжение 0...5 В, чувствительность 100...0,01 p_v/p_c , коэффициент усиления до 100 000 и напряжение шума ± 1 мВ. Верхний предел собственной частоты всех датчиков и усили-

теля был не хуже 200 кГц. Точность измерения высоких нестационарных давлений составляла $\pm 1,5$ %. Охлаждение датчика не ограничивало рабочие температуры. Тензодатчики MD-150V имели нелинейность $\pm 0,2$ %, предельное давление 20 МПа, рабочую температуру в диапазоне $-50...+125$ °С.

Исследование проведено с использованием электрогидравлических форсунок, оснащенных деталями клапанных групп с упрочнением, на оборудовании УНЦ «Пучок-М» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Метод исследования и повышение точности измерений

Метод [30] был предложен для определения характеристик скорости впрыскивания и имеет немало погрешностей [29]. В данном исследовании метод используется для более простой задачи — определения скорости звука. Поэтому здесь рассмотрены способы повышения точности только этих измерений. В методе с измерительной трубкой погрешности связаны уже не с аппаратными, а с методическими неточностями. Рассмотрим их ниже.

Определение скорости звука с учетом деформации трубы

Учет коэффициента деформации трубы — наиболее простая в реализации поправка. Необходимость учета деформации трубы с сечением f в исходных уравнениях движения жидкости была заложена путем вычисления сомножителей f , $\partial f/\partial t$, $\partial f/\partial x$ [5, 28]. Переходя к более простым уравнениям, предполагают, что $f = \text{const}$ и $\alpha = \text{const}$, хотя физически деформация остается. Это становится особенно важным при использовании тонкостенных труб. Скорость звука в деформируемой трубе $\alpha_{\text{тр}}$ с внешним R и внутренним r радиусами ниже физической скорости α на значение поправки Ротрока [5]:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{\rho \beta_V}};$$

$$\alpha_{\text{тр}} = \left\{ \rho \left[\beta_V + \frac{2}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \mu \right) \right] \right\}^{-0,5}, \quad (9)$$

где E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона.

Лучшее решение — использовать только толстостенные стальные трубы.

Первичная оценка скорости и плотности звука

Несколько менее точно скорость звука можно определить с помощью одного датчика по времени движения волны от датчика до дросселя и обратно, т. е. по формуле

$$\alpha = \frac{2L_t}{\Delta t}.$$

С двумя датчиками давления (рис. 3) измеряли скорость звука без влияния краевых эффектов:

$$\alpha = \frac{L_t}{\Delta t}.$$

В этом случае второй датчик располагается на удалении от конца трубки. Тогда не возникает проблем с идентификацией формы волны на осциллограммах.

Учет зависимости скорости звука от давления

Речь идет о зависимости скорости звука не от начального давления в трубе, а от повышения давления во время импульса подачи топлива. С ростом давления скорость звука возрастает, например, в интервале $0...20$ МПа она увеличивается с 1147 до 1259 м/с (9,7 %). Таким образом, последующие волны движутся быстрее, чем первая. Этот эффект хорошо известен; в предельном случае в газах он приводит к образованию ударных волн. На рис. 3 видно, что скорость звука, определенная по первичному возмущению, на 5 % ниже скорости, рассчитанной по точкам максимумов давления. В данном случае диаграмма p_1 имеет начальный участок медленного роста давления, обусловленный началом истечения топлива при противодействии от сжатия топлива в камере адаптера форсунки.

Таким образом, можно говорить о нескольких оценках скорости звука. Корректное решение задачи возможно с использованием расчетных методов, основанных на решении не упрощенного волнового уравнения, а более полных уравнений с переменной скоростью звука [5]. Однако применение трудоемких математических моделей для обработки экспериментальных результатов приводит к потере основного преимущества метода измерения, поэтому лучше минимизировать ошибки измерений. В этом случае рекомендуется: а) подбирать диаметр трубки в соответствии с цикловой подачей для ограни-

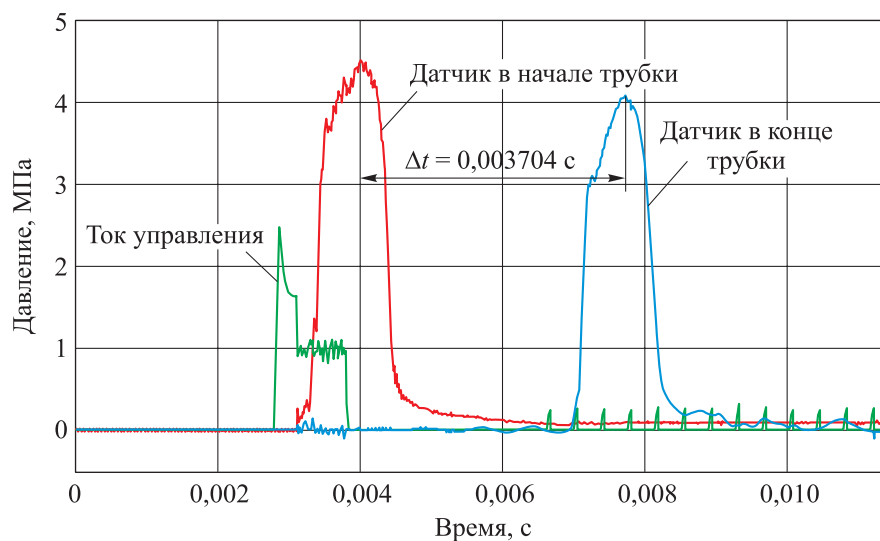


Рис. 3. Осциллограмма давлений от двух датчиков измерителя

чения подъема давления уровнем 2...10 МПа; б) отмерять фазу волны не от начала процесса, а по максимальному давлению или 50...100 % от максимального; в) минимизировать мертвый объем адаптера.

Подбор диаметра измерительной трубки

Стремление увеличить амплитуду сигнала и точность измерения приводит к выбору малых диаметров трубок. Однако в этом случае возникает более существенная погрешность измерения, а именно гидродинамическое трение на поверхностях трубки снижает скорость распространения возмущений: чем меньше диаметр трубки и вязкость топлива, тем ниже скорость звука в трубке по сравнению с физической скоростью

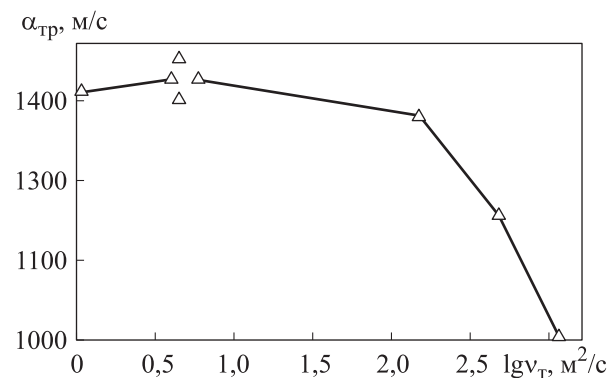


Рис. 4. Экспериментально полученная скорость распространения волны в трубопроводе диаметром 2 мм как функция логарифма кинематической вязкости углеводородных смесей (метки соответствуют экспериментально полученным значениям)

в неограниченном объеме (рис. 4), при этом функциональные связи нелинейны.

Процесс топливоподачи начинается из состояния покоя с остаточной изотропной турбулентностью и сопровождается высокими ускорениями. В начале процесса коэффициент трения многократно и даже на порядки превышает квазистационарный аналог, в конце топливоподачи он может уменьшиться до нуля. Формулы расчета сопротивления для стационарных течений в бесконечно длинных трубах, известные из гидравлики, несостоятельны. В работе [28] приведены результаты исследований нестационарного трения в элементах топливных насосов высокого давления, полученные на основе тонких физических экспериментов с анализом структуры пограничных слоев толщиной от 5 мкм.

Приведенные в [5] формулы для оценки гидродинамического трения применялись не для коррекции полученной скорости звука, а для постановки корректного эксперимента. Исходя из этого для описанных экспериментов использовали измерительные трубки с внутренним диаметром не менее 3,0...3,5 мм для ДТ при температуре от 20 °С.

Обеспечение однофазности среды

Пузырьки газа вызывают отражение волн, ухудшает требуемый сигнал. Еще более важно, что скорость звука чрезвычайно зависит от содержания газа ϵ_0 в топливе (рис. 5). В предельном случае скорость звука в смеси может быть меньше, чем и в чистом топливе и чистом воздухе [5].

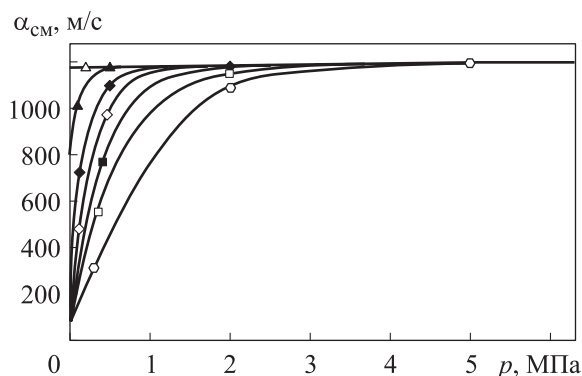


Рис. 5. Скорость звука при сжатии смеси как функция начального газосодержания ε_0 , %, и давления:

— $\triangle$ 0; $\star$ 0,01; $\blacklozenge$ 0,1; $\blacklozenge$ 0,3; $\blacksquare$ 1; $\square$ 3; $\circ$ 10

Отсюда следуют практические рекомендации: а) для удаления пузырьков газа трубку нужно располагать с уклоном вверх и тщательно промывать; б) следует поддерживать повышенное давление за счет подбора сечения дросселя в конце мерного участка.

Подбор сечения дросселя на конце измерительной трубки

В измерителе [30] использовали набор из 18 шайб диаметром от 0,15 до 1 мм. Применяли регулируемый клапан на основе простого дросселя или быстродействующий электроуправляемый клапан (см. рис. 1). Принимали гипотезу о недопустимости достижения давления насыщенных паров при отражении волн. В работе [29] было получено соотношение для рекомендуемого сечения дросселя на конце измерительной трубки. На практике рекомендуется поддерживать соотношение $\mu F_{др} / f_{тр}$. В проведенных экспериментах при диаметре трубки 3,5 мм эффективная площадь потока в поперечном сечении была близка к 0,2 мм². Отраженная волна слабее прямой, поэтому два датчика давления в трубке обеспечивают более высокую точность измерения, чем один.

Сравнение результатов различных исследований

Константы B и K могут быть рассчитаны путем обработки экспериментальных данных по упругим свойствам топлива. Обычно они приводятся для плотности, скорости звука, модуля упругости или коэффициента сжимаемости. Для сопоставимости результатов приведем их к виду коэффициента сжимаемости. Перечень

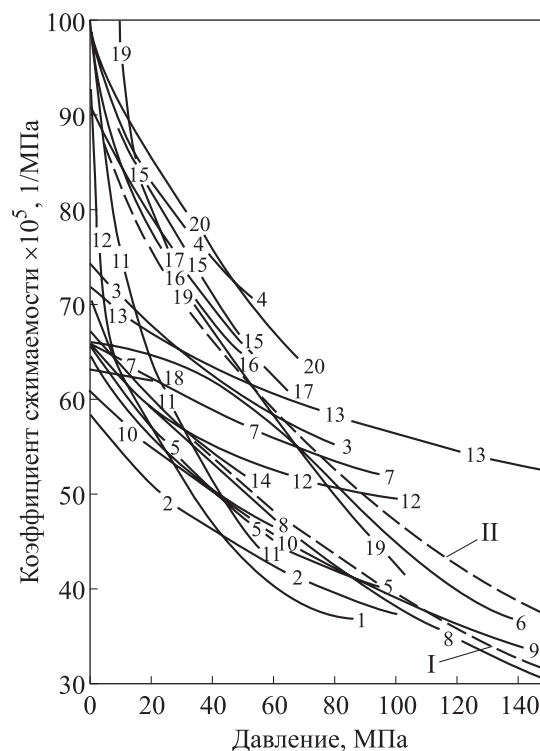


Рис. 6. Коэффициент сжимаемости ДТ при $t = 20^\circ\text{C}$ по результатам двадцати экспериментальных работ [5, 28]

всех проанализированных нами экспериментальных работ дает слишком длинный список ссылок. На рис. 6 представлена наиболее важная зависимость $\beta = f(p)$ для ДТ по данным 20 экспериментальных работ [5, 28] (для сокращения объема статьи все работы здесь не перечислены).

Существует значительное расхождение между данными различных исследований. К сожалению, более поздние результаты никак не улучшают их сопоставимость. Обобщающая кривая I относится к случаю физически корректного понимания сжимаемости в неограниченном объеме, кривая II получена как аппроксимация эффективной сжимаемости топлива в каналах и полостях ТПА с учетом многих действующих факторов, например, их деформации.

Разница в данных по сжимаемости топлив имеет следующие причины:

- различная природа исходной нефти и особенности переработки, отсутствие параметра упругости в национальных стандартах на топлива;
- для метода измерения скорости звука погрешности были рассмотрены выше;

– для метода объемных испытаний: наличие и невозможность полного учета деформации измерительного сосуда; пренебрежение степенью сжатия и путаница понятий адиабатического и изотермического сжатия; неконтролируемое количество растворенного в топливе воздуха, пузырьки, адсорбированные на стенках, внутренние утечки топлива;

– ультразвуковой метод характеризуется своими ошибками (аппаратные ошибки, пренебрежение растворенным и нерастворенным воздухом).

Выбор типа уравнений состояния для процесса подачи топлива при высоких давлениях

Ни один из предложенных методов описания взаимосвязи между параметрами состояния топлива не удовлетворяет в полной мере требованиям модели топливopодачи с помощью дизельной аппаратуры. В то же время крайне желательно иметь простую аналитическую связь, удобную для прямого и обратного пересчета, а также удобную для расчета скорости звука, плотности, коэффициента сжимаемости, в том числе для смесей различных жидких топлив и газотопливных смесей.

Уравнение, аналогичное уравнению Тэйтa, было предложено в [31] для воды:

$$\frac{B+p}{\rho^{\aleph}} = \frac{B}{\rho_0^{\aleph}} = \text{const.} \quad (10)$$

Константы для морской воды константы B и $\aleph$ были оценены как $B = 298,7$ МПа; $\aleph = 7,15$. Примем более удобную и общую форму уравнения в виде

$$\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{\aleph} = \frac{B+p}{B+p_0}, \quad (11)$$

Для практических нужд использовались зависимости $B = f(T)$, $\aleph = f(T)$ в виде

$$\begin{aligned} B &= 10^6 \cdot [B_0 + B_1(t-20) + B_2(t-20)^2 + \\ &+ B_{\rho_0}(\rho_{20} - 825)]; \\ \aleph &= \aleph_0 + \aleph_1(t-20) + \aleph_2(t-20)^2, \end{aligned} \quad (12)$$

где t — температура; B_0 , B_1 , B_2 , B_{ρ_0} , $\aleph_0$, $\aleph_1$, $\aleph_2$ — константы; ρ_{20} — плотность топлива при $t = 20$ °C.

Учитывая (12), уравнение (11) можно формально называть УС. Уравнение (11), в отличие от выражения (10), более корректно для низких давлений [32], поэтому оно более универсально. Уравнение (11) используется нами в математических моделях и программном обеспечении вместо более привычных эмпирических соотношений для коэффициента сжимаемости, скорости звука или плотности [28]. Уравнение (11) выгодно отличается от них большей универсальностью, новыми возможностями, например, для расчета показателей жидких смесевых топлив и двухфазного состояния топлива, простотой использования в математических моделях. Уравнение (11) носит эвристический характер, не является следствием точного аналитического вывода и представляет собой лишь удачную форму связи между параметрами жидкого состояния.

Опыт использования уравнения (11) в течение 30 лет в расчетах и программном обеспечении высоконапорных топливных систем свидетельствует о том, что оно предпочтительнее традиционного описания упругих свойств топлива через коэффициент сжимаемости. При необходимости скорость звука α , коэффициент сжимаемости β , модуль упругости E_V легко определяются из (11):

$$\beta = \frac{1}{E_V} = \frac{1}{\aleph(p+B)}; \quad (13)$$

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho}\right)} = \sqrt{\frac{\aleph}{\rho_0} B^{\frac{1}{\aleph}} (p+B)^{\frac{\aleph-1}{\aleph}}};$$

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{p+B}{p_0+B}\right)^{\frac{\aleph-1}{2\aleph}}. \quad (14)$$

Однако традиционно большинство экспериментальных данных представлено в виде зависимостей для плотности, модуля упругости, скорости звука. Ниже сделана попытка продемонстрировать возможности (11) и дать рекомендации по использованию зависимостей (13), (14).

Константы в уравнениях состояния для дизельного топлива

На основании экспериментов по регистрации скорости звука ранее были получены следующие приближенные значения констант $B = f(T)$ и $\aleph = f(T)$ уравнения (12) [28]:

$$B = 10^6 \cdot [184 - 0,95(t - 20) + 0,51(\rho_{20} - 825)]; \quad (15)$$

$$\aleph = 8,0 + 0,004(t - 20).$$

Член в первом уравнении (15) с плотностью ρ_{20} при $t = 20^\circ\text{C}$ отражает особенности топлива с непостоянным химическим составом нефтяного происхождения. Однако для легких топлив (бензин, керосин) и тяжелых топлив (мазут) лучше использовать специальные зависимости.

Эта зависимость показала свою применимость в многочисленных расчетных исследованиях, однако для высоких температур, давлений пришлось уточнить ее в отношении функции температуры. Можно рекомендовать более современные и корректные соотношения, полученные с учетом наших и хорошо поставленных зарубежных экспериментов, например, [33]. На рис. 7 приведены аппроксимации экспериментов 2015–2016 гг. для констант $B = f(T)$ и $\aleph = f(T)$ из уравнения (11).

Учитывая переменный состав ДТ, можно рекомендовать следующие соотношения:

$$B = 10^6 \cdot [182 - 1,2881(t - 20) + 0,0028(t - 20)^2 + 0,257(\rho_{20} - 825)]; \quad (16)$$

$$\aleph = 8,0033 + 0,0094(t - 20).$$

$$B = 10^6 \cdot [182 - 1,00066(t - 20) + 0,0017(t - 20)^2 + 0,257(\rho_{20} - 825)]; \quad (17)$$

$$\aleph = 8,50.$$

Уравнения (17) более удобны для некоторых задач, например, расчета разогрева топлива благодаря дроссель-эффекту.

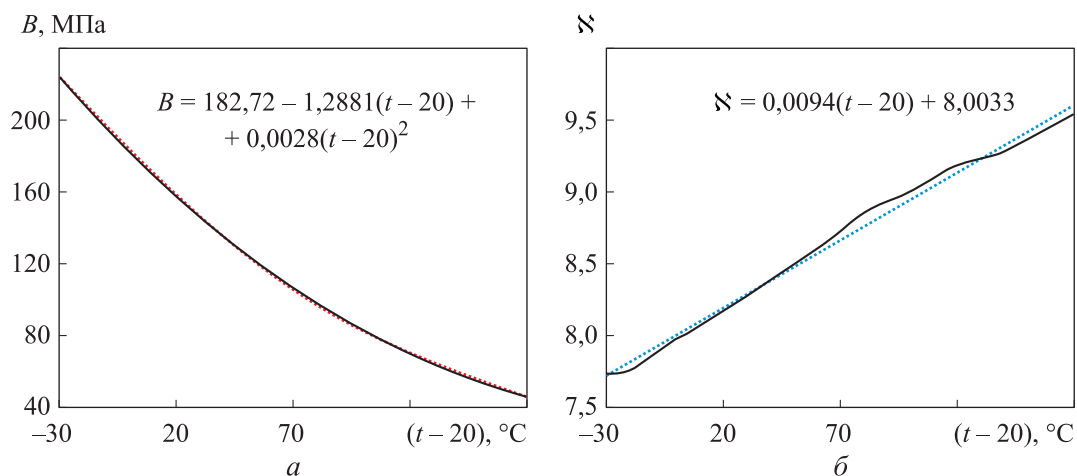


Рис. 7. Зависимости констант $B = f(T)$ (а) и $\aleph = f(T)$ (б), найденные путем обработки экспериментальных данных [33] для двух образцов ДТ; пунктирная линия соответствует аппроксимации зависимости $\aleph = f(T)$

Анализ результатов

В математических моделях нестационарного процесса в топливных системах популярна запись исходных уравнений для объемного баланса топлива в полостях и одномерного нестационарного движения топлива в трубопроводах с допущением $U \ll \alpha$:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{1}{V_i \beta_i} \left[\frac{1}{\rho_i} \sum G_{i-k} + \sum U_{i-j} f_j + \sum \frac{dV_{i-n}}{dt} \right];$$

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + K \frac{\partial U}{\partial t} = 0.$$

Здесь в дополнение к введенным обозначениям указаны U — скорость; V — объем; G — массовый расход; f — площадь сечения канала; t — в традиционной записи в последних двух уравнениях означает время; K — диссипативный множитель, определяемый с использованием различных способов вычисления коэффициента гидравлического сопротивления трубопроводов [7].

При их реализации вместо эмпирических уравнений для расчета ρ , β и α теперь используется УС в форме (11), (13) и (14). В более сложных моделях, учитывающих переменность скорости звука и использующих уравнение энергии, уравнения массового баланса, УС абсолютно необходимо. Предлагаемая форма УС хорошо вписывается в математические модели любой сложности, апробирована для различных топлив и задач [5].

Формулы, подобные (15), позволяют реализовать эти выражения. Например, константы,

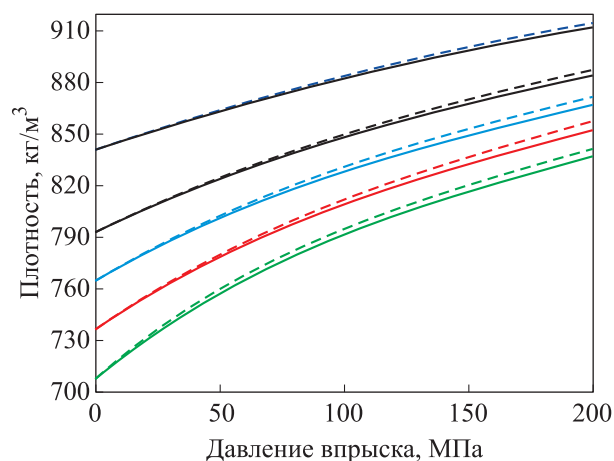


Рис. 8. Сравнение рассчитанной плотности (пунктирные линии) двух образцов топлива по (9) с плотностью, определенной в эксперименте (сплошные линии) при различной температуре, К:
— 263; — 333; — 373; — 413; — 453

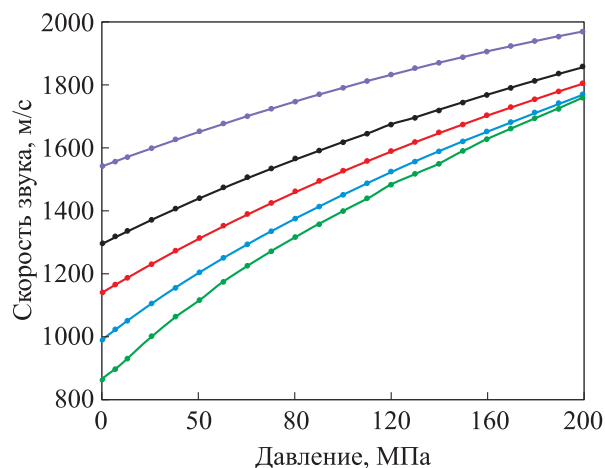


Рис. 9. Сравнение рассчитанной скорости звука (линии) двух образцов топлива по (9) с определенной в эксперименте (точки) при различной температуре, К:
— 263; — 333; — 373; — 413; — 453

полученные для ДТ в (15), (16), хорошо описывают упругие свойства различных видов ДТ. На рис. 8, 9 показано сравнение плотности и скорости звука ДТ, рассчитанных по формулам (11), (14), (17), с экспериментальными значениями [33]. Видно, что погрешность воспроизводимости результатов во всем диапазоне давлений составляет менее 0,5 %, при этом хороший результат достигается для различных начальных плотностей.

Уравнение состояния в форме (11) позволяет успешно решить тепловую задачу и использовать уравнения энергии, учитывая нагрев топлива при сжатии в насосе высокого давления, нагревание благодаря дроссель-эффекту при впрыскивании в цилиндр [34]. Так, появляется возможность отойти от традиционного описания гидромеханических процессов без учета тепловых эффектов, сформированного в XX в. при использовании давлений впрыскивания до 50 МПа [8].

Альтернативные виды топлива

Описанный метод получения констант УС с использованием (12) может быть применен к различным топливам и другим жидкостям. Например, проявляется интерес к эфирам рапсового масла [26, 35]. Обработка экспериментальных данных по скорости звука для метилового эфира рапсового масла (РМЭ) [36], приводит к очень простой форме аппроксимации констант (рис. 10):

$$B = 10^6 \cdot [170,9 - 0,7425(t - 20)];$$

$$\aleph = 10,50.$$

Значения коэффициентов в расчетных аппроксимациях (11) для традиционных и альтернативных дизельных топлив как результаты обработки данных, полученных авторами статьи, и данных, известных из литературных источников, приведены в таблице.

В дальнейшем планируется расширение этих данных, в частности, для альтернативных и тяжелых топлив. Это позволит специалистам

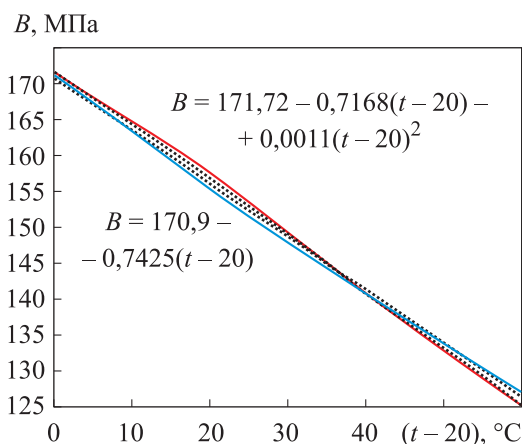


Рис. 10. Зависимость константы от температуры $B = f(t - 20)$ для РМЭ:

— $\aleph = \text{var}$; — $\aleph = \text{const} = 10,5$; тонкие пунктирные кривые представляют собой аппроксимации зависимостей

Константы УС с использованием авторских и известных результатов

Топливо и источник данных	B_0	B_1	B_2	B_{r0}	B_0	B_1
Минеральное ДТ, 1999 г.	184	-0,95	—	0,51	8,0	0,004
Минеральное ДТ, 2020 г.	182	-1,288	0,0028	0,257	8,0033	0,0094
Минеральное ДТ, 2020 г. (для расчета дроссель-эффекта) [33]	182	-1,00066	-0,0017	0,257	8,5	—
Метилловый эфир рапсового масла [35]	170,9	-0,7425	—	—	10,5	—
Метилловый эфир соевого масла [35]	225	-0,35	—	—	8	—
Нормафлюид тест-масло ISO 4113 [36]	137	-0,634	—	—	11,9	0,002
Рапсовое масло [37]	230	-0,35	—	—	8,0	—
Диметилловый эфир [38, 39]	47,1	-0,49	—	—	12,0	—

скорее перейти к использованию уравнения состояния (11) вместо менее универсальных зависимостей для сжимаемости или скорости звука.

Уравнение состояния для смесей жидких топлив

Рассмотрим упругие свойства смесей двух или нескольких жидких топлив. Такие свойства смесей жидкостей, как сжимаемость, вязкость, поверхностное натяжение, имеют ярко выраженную нелинейность в зависимости от доли компонентов в смеси.

Начальное объемное содержание j -го компонента смеси из k жидкостей ($\sum \varepsilon_{j0} \equiv 1$):

$$\varepsilon_{j0} = \left(\frac{V_j}{\sum_{j=1}^k V_j} \right)_0.$$

Тогда плотность смеси $\rho_{см}$ составляет

$$\rho_{см} = \sum_{j=1}^k \varepsilon_j \rho_j.$$

Уравнение (15) применяется для каждого j -го компонента смеси из k жидких топлив. Тогда плотность смеси $\rho_{см}$ при давлении p можно найти из соотношения

$$\frac{\rho_{см}}{\rho_{см0}} = \left[\sum_{j=1}^k \varepsilon_{j0} \left(\frac{B_j + p}{B_j} \right)^{\frac{1}{\varepsilon_j}} \right]^{-1}.$$

Также можно получить расчетные формулы для физических параметров смеси, например, для скорости звука для текущего давления p (рис. 11):

$$\alpha_{см} = \left[\sum_{j=1}^k \frac{\varepsilon_{j0} \rho_{j0}}{\varepsilon_j B_j} \left(\frac{B_j + p}{B_j} \right)^{\frac{1-\varepsilon_j}{\varepsilon_j}} \right]^{-0,5}.$$

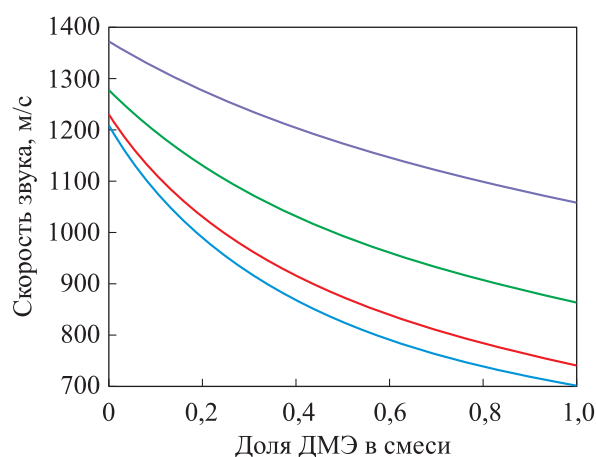


Рис. 11. Скорость звука в смеси ДТ и ДМЭ как функция начальной объемной доли $\varepsilon_{ДМЭ}$ при $t = 80^\circ \text{C}$ и различном давлении p , МПа: — 0,1; — 5; — 20; — 50

Рис. 11 иллюстрирует сходимость к предельным состояниям при $\varepsilon_{j0} = 0$ и 1 и показывает, как упругие свойства смеси жидких топлив нелинейно зависят от содержания компонента в смеси.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Несмотря на широкое применение математических моделей топливоподачи на про-

тяжении многих лет, данные по коэффициенту сжимаемости ДТ из различных исследований имеют недопустимо большое расхождение.

2. Причины значительных расхождений между различными исследованиями заключаются в различных методах их получения и методических погрешностях каждого метода, в разнообразии происхождения топлива и сырья, в отсутствии упругих свойств в стандартах на поставку топлив, а также в несовершенстве описания всех упругих свойств топлива с помощью эмпирического полинома только для одного параметра топлива.

3. В классических нульмерных и одномерных моделях процессов подачи топлива используют эмпирические формулы для описания зависимости модуля упругости или плотности, скорости звука как функций температуры и давления. В более сложных моделях УС является безусловно необходимым. Предлагаемая форма УС хорошо вписывается в математические модели любой сложности, удобна для прямого

и обратного пересчета и апробирована в течение 30 лет для различных топлив и задач.

4. Уравнение состояния (11) позволяет не только рассчитать упругие параметры топлив, но и имеет дополнительные возможности, например, используется для расчета фактических параметров смеси нескольких жидких топлив, газожидкостных смесей, нагрева топлива при сжатии в насосе высокого давления и при дроселировании в форсунке.

5. Уравнение (11) и полученные константы рекомендуется использовать в математических моделях нестационарного впрыскивания топлива при высоких давлениях. Планируется расширение диапазона альтернативных видов топлива и уточнение констант.

6. Уравнение (11) успешно используется в моделях и программах расчета нестационарной подачи топлива при высоких давлениях. Это уравнение и полученные константы рекомендованы для дизельных систем, аналогичных технических задач.

Литература

- [1] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, no. 50.
- [2] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC Congress*, 2010, 195 p.
- [3] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation of Diesel Spray Flame. *Int. J. of Engine Res.*, 2017, vol. 18, iss. 1–2, pp. 51–65. <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [4] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Appl. Energy*, 2011, 1620–8, 452. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>
- [5] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2013, 292 с.
- [6] Pauly J., Daridon J.-L., Sansot J.-M. et al. The Pressure Effect on the Wax Formation in Diesel Fuel. *Fuel*, 2003, vol. 82, pp. 595–601. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(02\)00316-2](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(02)00316-2)
- [7] Alavianmehr M.M., El-Shaikh M., Akbari F. A New Equation of State for Modeling Thermodynamic Properties of Some Fatty Acids Alkyl Esters, Methyl Ester-Based Biodiesels and Their Blends. *Fluid Phase Equilibria*, 2017, vol. 442, pp. 53–61. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fluid.2017.03.004>
- [8] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988, 930 p.
- [9] Garrappa R., Lino P., Maione G. et al. Model Optimization and Flow Rate Prediction in Electro-injectors of Diesel Injection Systems. *IFAC462 PapersOnLine*, 2016, vol. 49 (11), pp. 484–489. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.071>
- [10] Münster A. *Classical Thermodynamics*. London, Wiley-Interscience, 1970, 387 p.
- [11] Schaschke C., Fletcher I., Glen N. Density and Viscosity Measurement of Diesel Fuels at Combined High Pressure and Elevated Temperature. *Processes*, 2013, vol. 1, pp. 30–48. <https://doi.org/10.3390/pr1020030>
- [12] Redlich O., Kwong J.N. On the Thermodynamics of Solutions; an Equation of State; Fugacities of Gaseous Solutions. *Chem. Rev.*, 1949, vol. 44 (1), pp. 233–244. <https://doi.org/10.1021/cr60137a013>
- [13] Bychkov E.G., Makarov B.A., Yakovlev V.I. et al. Comparative Analysis of Equations of State for Calculating the Thermodynamic Properties of a Vapor-Liquid Multicomponent Refrigerant Blend Comprising the

- Working Fluid of a Low-Temperature Throttling Refrigeration Unit. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2020, vol. 56, pp. 393–402. <https://doi.org/10.1007/s10556-473020-00786-9>
- [14] Masoudi M., Miri R., Hellevang H. et al. Modified PC-SAFT Characterization Technique for Modeling Asphaltenic Crude oil Phase Behavior. *Fluid Phase Equilibria*, 2020, vol. 513, pp. 112545. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2020.112545>
- [15] Rowane A.J., Mahesh babu V., Rokni H.B. et al. Effect of Composition, Temperature, and Pressure on the Viscosities and 477 Densities of Three Diesel Fuels. *Journal of Chemical & Engineering*, 2019, vol. 64 (12). <https://doi.org/10.1021/acs.jced.9b00652>
- [16] Rokni H.B., Gupta A., Moore J.D. et al. Purely Predictive Method for Density, Compressibility, and Expansivity for Hydrocarbon Mixtures and Diesel and Jet Fuels. *Fuel*, 2019, vol. 236, 1377–1390. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.09.041>
- [17] Fogelson R.L., Likhachev E.R. Temperature Dependence of Liquid Volume. *Technical Physics*, 2009, vol. 54, pp. 1082–1084, 484 p. <https://doi.org/10.1134/S1063784209070299>
- [18] Benedict M., Webb G.B., Rubin L.C. An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures I. Methane, Ethane, Propane and *n*-Butane. *Journal of Chemical Physics*, 1940, vol. 334. <https://doi.org/10.1063/1.1750658>
- [19] Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусков В.И. и др. *Топливные системы и экономичность дизелей*. Москва, Машиностроение, 1990, 288 с.
- [20] Dymond J.H., Malhotra R. The Tait Equation: 100 Years on. *International Journal of Thermophysics*, 1988, pp. 941–951. <https://doi.org/10.1007/BF01133262>
- [21] Hofman T., Goldon A., Nevines A., Letcher T.M. Densities, Excess Volumes, Isobaric Expansivity, and Isothermal Compressibility of the (1-Ethyl-3-Methylimidazolium Ethylsulfate + Methanol) System at Temperatures (283.15–333.15) K and pressures from (0.1 to 35) MPa. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2008, vol. 40 (4), pp. 580–591. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jct.2007.11.011>
- [22] Safarov J., Lesch F., Suleymanli Kh. et al. Viscosity, Density, Heat Capacity, Speed of Sound and Other Derived Properties of 1-Butyl-3-Methylimidazolium Tris (Pentafluoroethyl) Trifluorophosphate over a Wide Range of Temperature and at Atmospheric Pressure. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 2017, vol. 62 (10). <http://dx.doi.org/10.1021/acs.jced.7b00618>
- [23] Kolev N.I. Thermodynamic and Transport Properties of Diesel Fuel. *Multiphase Flow Dynamics*, 2011. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-20749-5>
- [24] SIEMENS, SIEMENS VDO Automotive, *Diesel Systems, AT PT DS CR EIN, Regensburg, Ger., Proprietary*. 2003.
- [25] Kielczynski P., Ptasznik S., Szalewski M. et al. Thermophysical Properties of Rapeseed Oil Methyl Esters (RME) at High Pressures and Various Temperatures Evaluated by Ultrasonic Methods. *Biomass and Bioenergy*, 2017, vol. 107, pp. 113–121. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.09.015>
- [26] Peleties F., Segovia J.J., Trusler J.P.M. Thermodynamic Properties and Equation of State of Liquid Di-Isodecyl Phthalate at Temperature Between (273 and 423) K and at Pressures up to 140 MPa. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2010, vol. 42, pp. 631–639. <https://doi.org/10.1016/j.jct.2009.12.002>
- [27] Shi F., Chen J. New State Equation for Biodiesel Derived from Molecular Adiabatic Compressibility Under High Pressure and High Temperature. *Fuel*, 2015, vol. 158, pp. 582–590. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.06.002>
- [28] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [29] Грехов Л.В., Неговора А.В., Давлетов А.Ф. Экспериментальное определение характеристики впрыскивания при стендовых испытаниях дизельной топливной аппаратуры. *Грузовик*, 2012, № 10, с. 34–40.
- [30] Bosch W. Der Einspritzgesetz-Indikator, Ein Neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. *Motortechn.*, 1964, no. 7, ss. 268–282.
- [31] Cole R.H. *Underwater Explosions*. Princeton, Princeton Univ. Press, 1948. <https://doi.org/10.5962/bhl.title.48411>
- [32] Добродеев В.П., Мочалова Н.А. Расчет термодинамических процессов в системах подачи топлива в двигатель. *Авиационная техника*, 1995, № 3, с. 49–52.
- [33] Safarov J., Ashurova U., Ahmadov B. et al. Thermophysical Properties of Diesel Fuel over a Wide Range of Temperatures and Pressures. *Fuel*, 2018, vol. 216 (15), pp. 870–889. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.125>
- [34] Payri R., Rubio S., Gimeno J. et al. The Effect of Temperature and Pressure on Thermodynamic Properties of Diesel and Biodiesel Fuels. *Fuel*, 2011, vol. 90 (3), pp. 1172–1180. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.015>

- [35] Giuliano Albo P.A., Lago S. Experimental Speed-of-Sound Measurements of Pure Fatty Acids Methyl Ester, Mineral Diesel and Blends in a Wide Range of Temperature and for Pressures up to 300 MPa. *Fuel*, 2014, vol. 115, pp. 740–748. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.07.103>
- [36] Chorazewski M., Dergal F., Sawaya T. et al. Thermophysical Properties of Normafluid (ISO 4113) Over Wide Pressure and Temperature Ranges. *Fuel*, 2013, vol. 105, pp. 440–450. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.05.059>
- [37] Nikolić B.D., Kegl B., Marković S.D. et al. Determining the Speed of Sound, Density and Bulk Modulus of Rapeseed Oil, Biodiesel, and Diesel Fuel. *Thermal Science*, 2012, vol. 16 (2), pp. 505–514. <https://doi.org/10.2298/TSCI120426187N>
- [38] Sinor J.E. *Dimetil Ether as Transportation Fuel a State-of-the-Art-Survey*. URL: <https://afdc.energy.gov/files/pdfs/3608.pdf> (accessed May 15, 2023).
- [39] Mikkeisen S.-E., Sorenson S.C., Hansen J.B. *Dimethyl Ether as an Alternate Fuel for Diesel Engines. Application of Powertrain and Fuel Technologies to Meet Emissions Standards*. London, Institution of Mechanical Engineers, 1996, pp. 289–298.

References

- [1] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, no. 50.
- [2] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC Congress*, 2010, 195 p.
- [3] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation of Diesel Spray Flame. *Int. J. of Engine Res.*, 2017, vol. 18, iss. 1–2, pp. 51–65. <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [4] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Appl. Energy*, 2011, 1620–8, 452. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>
- [5] Grekhov L.V., Gabitov I.I., Negovora A.V. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskiiy servis toplivnoy apparatury sovremennykh dizeley* [Design, Calculation and Technical Service of Fuel Equipment for Modern Diesel Engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2013, 292 p. (In Russ.).
- [6] Pauly J., Daridon J.-L., Sansot J.-M. et al. The Pressure Effect on the Wax Formation in Diesel Fuel. *Fuel*, 2003, vol. 82, pp. 595–601. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(02\)00316-2](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(02)00316-2)
- [7] Alavianmehr M.M., El-Shaikh M., Akbari F. A New Equation of State for Modeling Thermodynamic Properties of Some Fatty Acids Alkyl Esters, Methyl Ester-Based Biodiesels and Their Blends. *Fluid Phase Equilibria*, 2017, vol. 442, pp. 53–61. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fluid.2017.03.004>
- [8] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988, 930 p.
- [9] Garrappa R., Lino P., Maione G. et al. Model Optimization and Flow Rate Prediction in Electro-injectors of Diesel Injection Systems. *IFAC462 PapersOnLine*, 2016, vol. 49 (11), pp. 484–489. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.071>
- [10] Münster A. *Classical Thermodynamics*. London, Wiley-Interscience, 1970, 387 p.
- [11] Schaschke C., Fletcher I., Glen N. Density and Viscosity Measurement of Diesel Fuels at Combined High Pressure and Elevated Temperature. *Processes*, 2013, vol. 1, pp. 30–48. <https://doi.org/10.3390/pr1020030>
- [12] Redlich O., Kwong J.N. On the Thermodynamics of Solutions; an Equation of State; Fugacities of gaseous solutions. *Chem. Rev.*, 1949, vol. 44 (1), pp. 233–244. <https://doi.org/10.1021/cr60137a013>
- [13] Bychkov E.G., Makarov B.A., Yakovlev V.I. et al. Comparative Analysis of Equations of State for Calculating the Thermodynamic Properties of a Vapor-Liquid Multicomponent Refrigerant Blend Comprising the Working Fluid of a Low-Temperature Throttling Refrigeration Unit. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2020, vol. 56, pp. 393–402. <https://doi.org/10.1007/s10556-473020-00786-9>
- [14] Masoudi M., Miri R., Hellevang H. et al. Modified PC-SAFT Characterization Technique for Modeling Asphaltic Crude Oil Phase Behavior. *Fluid Phase Equilibria*, 2020, vol. 513, pp. 112545. <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2020.112545>
- [15] Rowane A.J., Mahesh babu V., Rokni H.B. et al. Effect of Composition, Temperature, and Pressure on the Viscosities and 477 Densities of Three Diesel Fuels. *Journal of Chemical & Engineering*, 2019, vol. 64 (12). <https://doi.org/10.1021/acs.jced.9b00652>
- [16] Rokni H.B., Gupta A., Moore J.D. et al. Purely Predictive Method for Density, Compressibility, and Expansivity for Hydrocarbon Mixtures and Diesel and Jet Fuels. *Fuel*, 2019, vol. 236, pp. 1377–1390. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.09.041>

- [17] Fogelson R.L., Likhachev E.R. Temperature Dependence of Liquid Volume. *Technical Physics*, 2009, vol. 54, pp. 1082–1084. <https://doi.org/10.1134/S1063784209070299>
- [18] Benedict M., Webb G.B., Rubin L.C. An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures I. Methane, Ethane, Propane and n-Butane. *Journal of Chemical Physics*, 1940, vol. 334. <https://doi.org/10.1063/1.1750658>
- [19] Astakhov I.V., Golubkov L.N., Trusov V.I. et al. *Toplivnye sistemy i ekonomichnost' dizeley* [Fuel systems and efficiency of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, 288 p. (In Russ.).
- [20] Dymond J.H., Malhotra R. The Tait Equation: 100 Years on. *International Journal of Thermophysics*, 1988, pp. 941–951. <https://doi.org/10.1007/BF01133262>
- [21] Hofman T., Goldon A., Nevines A., Letcher T.M. Densities, Excess Volumes, Isobaric Expansivity, and Isothermal Compressibility of the (1-Ethyl-3-Methylimidazolium Ethylsulfate + Methanol) System at Temperatures (283.15–333.15) K and pressures from (0.1 to 35) MPa. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2008, vol. 40 (4), pp. 580–591. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jct.2007.11.011>
- [22] Safarov J., Lesch F., Suleymanli Kh. et al. Viscosity, Density, Heat Capacity, Speed of Sound and Other Derived Properties of 1-Butyl-3-Methylimidazolium Tris (Pentafluoroethyl) Trifluorophosphate over a Wide Range of Temperature and at Atmospheric Pressure. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 2017, vol. 62 (10). <http://dx.doi.org/10.1021/acs.jced.7b00618>
- [23] Kolev N.I. Thermodynamic and Transport Properties of Diesel Fuel. *Multiphase Flow Dynamics*, 2011. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-20749-5>
- [24] SIEMENS, SIEMENS VDO Automotive, *Diesel Systems, AT PT DS CR EIN, Regensburg, Ger., Proprietary*. 2003.
- [25] Kielczynski P., Ptasznik S., Szalewski M. et al. Thermophysical Properties of Rapeseed Oil Methyl Esters (RME) at High Pressures and Various Temperatures Evaluated by Ultrasonic Methods. *Biomass and Bioenergy*, 2017, vol. 107, pp. 113–121. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.09.015>
- [26] Peleties F., Segovia J.J., Trusler J.P.M. Thermodynamic Properties and Equation of State of Liquid Di-Isodecyl Phthalate at Temperature Between (273 and 423) K and at Pressures up to 140 MPa. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2010, vol. 42, pp. 631–639. <https://doi.org/10.1016/j.jct.2009.12.002>
- [27] Shi F., Chen J. New State Equation for Biodiesel Derived from Molecular Adiabatic Compressibility under High Pressure and High Temperature. *Fuel*, 2015, vol. 158, pp. 582–590. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.06.002>
- [28] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [29] Grekhov L.V., Negovora A.V., Davletov A.F. Experimental Determination of Injection Characteristics during Bench Tests of Diesel Fuel Equipment. *Gruzovik*, 2012, no. 10, pp. 34–40. (In Russ.).
- [30] Bosch W. The Injection Law Indicator, a New Measuring Device for Directly Determining the Injection Law of Individual Injections. *Motortechn.*, 1964, no. 7, pp. 268–282 (In Germ.).
- [31] Cole R.H. *Underwater Explosions*. Princeton, Princeton Univ. Press, 1948. <https://doi.org/10.5962/bhl.title.48411>
- [32] Dobrodeev V.P., Mochalova N.A. Calculation of Thermodynamic Processes in Engine Fuel Supply Systems. *Russian Aeronautics*, 1995, no. 3, pp. 49–52.
- [33] Safarov J., Ashurova U., Ahmadov B. et al. Thermophysical Properties of Diesel Fuel over a Wide Range of Temperatures and Pressures. *Fuel*, 2018, vol. 216 (15), pp. 870–889. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.125>
- [34] Payri R., Rubio S., Gimeno J. et al. The Effect of Temperature and Pressure on Thermodynamic Properties of Diesel and Biodiesel Fuels. *Fuel*, 2011, vol. 90 (3), pp. 1172–1180. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.015>
- [35] Giuliano Albo P.A., Lago S. Experimental Speed-of-Sound Measurements of Pure Fatty Acids Methyl Ester, Mineral Diesel and Blends in a Wide Range of Temperature and for Pressures up to 300 MPa. *Fuel*, 2014, vol. 115, pp. 740–748. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.07.103>
- [36] Chorazewski M., Dergal F., Sawaya T. et al. Thermophysical Properties of Normafluid (ISO 4113) over Wide Pressure and Temperature Ranges. *Fuel*, 2013, vol. 105, pp. 440–450. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.05.059>
- [37] Nikolić B.D., Kegl B., Marković S.D. et al. Determining the Speed of Sound, Density and Bulk Modulus of Rapeseed Oil, Biodiesel, and Diesel Fuel. *Thermal Science*, 2012, vol. 16 (2), pp. 505–514. <https://doi.org/10.2298/TSCI120426187N>
- [38] Sinor J.E. *Dimetil Ether as Transportation Fuel a State-of-the-Art-Survey*. URL: <https://afdc.energy.gov/files/pdfs/3608.pdf> (accessed May 15, 2023).

- [39] Mikkeisen S.-E., Sorenson S.C., Hansen J.B. Dimethyl Ether as an Alternate Fuel for Diesel Engines. *Application of Powertrain and Fuel Technologies to Meet Emissions Standards*. London, Institution of Mechanical Engineers, 1996, pp. 289–298.

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Грехов Леонид Вадимович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: lgrekhov@mail.ru

Марков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Неговора Андрей Владимирович — доктор технических наук, профессор кафедры «Мобильные энергетические и транспортные средства» Башкирского государственного аграрного университета (БашГАУ), Уфа, Российская Федерация. E-mail: negira@ambler.ru

Габитов Илдар Исмагилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Мобильные энергетические и транспортные средства» Башкирского государственного аграрного университета (БашГАУ), Уфа, Российская Федерация. E-mail: igabitov@bsau.ru

Information about the authors

Grekhov Leonid Vadimovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: lgrekhov@mail.ru

Markov Vladimir Anatolievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Negovora Andrey Vladimirovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Mobile Energy and Vehicles, Bashkir State Agrarian University (BashGAU), Ufa, Russian Federation. E-mail: negira@ambler.ru

Gabitov Ildar Ismagilovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Mobile Energy and Vehicles, Bashkir State Agrarian University (BashGAU), Ufa, Russian Federation. E-mail: igabitov@bsau.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грехов Л.В., Марков В.А., Неговора А.В., Габитов И.И. Уравнение состояния для различных дизельных топлив. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 56–72. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.56-72>

Citation:

Grekhov L.V., Markov V.A., Negovora A.V., Gabitov I.I. Equation of State for Various Types of Diesel Fuels. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 56–72. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.56-72>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436, 665.11

DOI: 10.18698/jec.2023.4.73-87

Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке

Бовэнь Са¹, Ин Лю², В.А. Марков³, В.В. Фурман⁴, С.В. Плахов⁴¹ ООО «CeraTurbo»² Aerospace times Feihong Technology Co., Ltd³ МГТУ им. Н.Э. Баумана⁴ ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Combustion Process Characteristics and Ecological Indicators of the Two-Fuel Diesel Engine Running on Ammonia

Bowen Sa¹, Ying Liu², V.A. Markov³, V.V. Furman⁴, S.V. Plakhov⁴¹ CeraTurbo LLC² Aerospace Times Feihong Technology Co., Ltd³ Bauman Moscow State Technical University⁴ PPP Dieselvatomatika LLC

В качестве экологически чистых моторных топлив рассмотрены аммиак и биотоплива. Исследована возможность организации работы дизельного двигателя на аммиаке с воспламенением рабочей смеси от запальной дозы метилового эфира соевого масла. В качестве объекта исследования выбран тепловозный дизельный двигатель типа Д-49, в котором аммиак в газовой фазе подавался в его впускную систему, а его воспламенение в цилиндрах осуществлялось от запальной дозы метилового эфира соевого масла. При этом энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива изменялась от 0 до 60 %. С помощью программного комплекса Converge CFD исследован режим работы этого двигателя с частотой вращения коленчатого вала 450 мин⁻¹ и полной нагрузкой — мощностью, равной 1050 кВт. Показано, что на исследованном режиме при увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 40 % индикаторный КПД увеличивается с 44,5 до 47,9 %, а при дальнейшем увеличении доли аммиака остается примерно постоянным. При увеличении энергетической доли аммиака с 0 до 60 % концентрация в отработавших газах оксидов азота увеличивается с 950 до 2080 ppmv, но ее минимум (400 ppmv) соответствует энергетической доле аммиака, равной 20 %. Показана целесообразность оптимизации подач аммиака и запальной дозы метилового эфира, а также оптимизация угла опережения впрыскивания запальной дозы метилового эфира соевого масла.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, аммиак, метиловый эфир соевого масла, запальная доза

The paper considers ammonia and biofuels as the environmentally friendly motor fuels. It investigates possibility of ensuring the diesel engine operation on ammonia with the working mixture ignition from a pilot dose of the soybean oil methyl ester. The D-49 type diesel locomotive engine was selected as the study object, where the gas phase ammonia was supplied into its intake system, and it was ignited in the cylinders with a pilot dose of the soybean oil methyl ester. In this case, the ammonia energy share in the total fuel supply was varying from 0 to 60 %. The Converge CFD software package was used to study the engine operation mode with the crankshaft speed of 450 rpm⁻¹ and full load, i.e. power, equal to 1050 kW. It was shown that an increase in the ammonia energy share in the total fuel supply from 0 to 40 % in the studied mode caused the indicator efficiency increase from 44.5 to 47.9 %. With a further increase in the share of ammonia, it remained approximately constant. When the ammonia energy fraction increased from 0 to 60 %, the nitrogen oxide concentration in the exhaust gases was increasing from 950 to 2080 ppmv, but its minimum (400 ppmv) corresponded to the ammonia energy fraction equal to 20 %. Feasibility of optimizing the ammonia supply and the methyl ether pilot dose was demonstrated, as well as optimizing the pilot dose injection angle of the soybean oil methyl ester.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, gas-diesel engine, petroleum diesel fuel, ammonia, soybean oil methyl ester, pilot dose

Введение

Сложнейшая проблема современного двигателестроения — достижение требуемых экологических показателей энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания [1–3]. Основными из этих показателей являются выброс парниковых газов (в первую очередь — выброс углекислого газа) и выброс вредных веществ с отработавшими газами (ОГ). Получение требуемых экологических показателей дизельных двигателей возможно при использовании в них различных альтернативных топлив [4–6], в качестве которых рассматривают водород, аммиак, различные биотоплива [7–12].

Водород и аммиак являются экологически чистыми безуглеродными энергоносителями, использование которых позволяет кардинально сократить выброс в атмосферу основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа) [5, 7, 8]. В июле 2021 г. Европарламент принял пакет законов Fitfor 55 (FF55), в которых изложена стратегия по борьбе с изменением климата [5]. В соответствии с этим пакетом законов к 2030 г. объемы выброса углекислого газа в европейских странах должны быть снижены до 55 % от уровня 1990 г. Более отдаленной стратегической задачей для стран Евросоюза является достижение к 2050 г. нулевых выбросов парниковых газов, что позволит сделать Европу климатически нейтральным континентом. При этом транспортный сектор будет развиваться в направлении декарбонизации, т. е. использования низкоуглеродных и безуглеродных альтернативных топлив. К последним и относятся водород и аммиак.

Как моторное топливо аммиак обладает рядом преимуществ по сравнению с водородом. При нормальной температуре и давлении 1 МПа аммиак находится в жидкой фазе и имеет плотность $\rho = 690 \text{ кг/м}^3$, что сопоставимо с плотностью бензина ($\rho = 720 \dots 750 \text{ кг/м}^3$). С учетом того что в молекуле газа на одну молекулу азота приходится три молекулы водорода, а плотность жидкого аммиака при нормальных условиях составляет 686 кг/м^3 , объемная плотность водородного топлива в жидком аммиаке вдвое превосходит плотность жидкого водорода ($\rho = 71 \text{ кг/м}^3$) (табл. 1) [4, 5, 13]. Температура кипения аммиака близка к температуре кипения пропан-бутановых смесей (см. табл. 1), что позволяет обеспечить его хранение в сжиженном

виде и реализовать топливopодачу системами, используемыми для подачи пропан-бутановых смесей в цилиндры двигателей внутреннего сгорания. Таким образом, использование аммиака вместо водорода в целом решает проблему хранения и транспортировки топлива на борту транспортного средства. Еще одним преимуществом использования аммиака в качестве моторного топлива перед водородом является невысокая жесткость его сгорания в цилиндрах двигателей (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ максимальная скорость распространения пламени у водорода и аммиака составляет 2,50 и 0,08 м/с соответственно).

Наряду с указанными преимуществами использования в качестве топлива для дизельных двигателей аммиак имеет один существенный недостаток. Его стабильному самовоспламенению в камере сгорания (КС) дизельного двигателя препятствует высокая температура самовоспламенения аммиака (в воздухе при давлении $p = 0,1 \text{ МПа}$ эта температура для аммиака составляет 651°C , а для нефтяного дизельного топлива она равна около 250°C). Как показывают многочисленные исследования, эффективное воспламенение аммиака в широком диапазоне эксплуатационных режимов дизельных двигателей транспортного назначения обеспечивается в газодизельном цикле их работы [14–21]. Такая организация рабочего процесса основана на воспламенении низкоцетановых топлив запальной дозой нефтяного дизельного топлива (ДТ). Для этих целей могут быть использованы и другие топлива, обладающие приемлемым цетановым числом (например, эфиры растительных масел). При этом наиболее простым и эффективным способом организации процесса смесеобразования (получения гомогенных смесей аммиака с воздухом) служит подача аммиака во впускную систему двигателя [20–22].

Как отмечено выше, в качестве запального топлива в газодизельном цикле работы двигателей могут быть использованы биотоплива, обладающие приемлемым цетановым числом (40–45 единиц и выше). Привлекательность использования биотоплив в качестве моторного топлива обусловлена практической неисчерпаемостью (возобновляемостью) сырьевой базы для производства этих энергоресурсов, а также тем обстоятельством, что при выращивании растений поглощается примерно та-

Таблица 1. Свойства газообразных моторных топлив

Физико-химические свойства	Топлива				
	Водород	Аммиак	Монооксид углерода	Метан	Пропан
Формула состава	H ₂	NH ₃	CO	CH ₄	C ₃ H ₈
Молекулярная масса	2,02	17,03	28,01	16,04	44,09
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	71	686	—	416	585
Плотность газовой фазы при $t = 0$ °C и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	0,771	1,250	0,717	2,019
Относительная плотность газа по воздуху	0,0695	0,596	0,965	0,554	1,562
Октановое число по моторному методу	70	130	—	110	100
Метановое число	0	—	62	100	35
Цетановое число	Около 1	Около 0	—	3	16
Температура самовоспламенения, °C	585	651	—	538	466
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °C	–252,8	–33,4	–191,5	–161,6	–42,0
Температура критическая, °C	–239,9	132,0	—	–82,1	96,8
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	120 000	18 800	9 623	49 948	45 938
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	9 372	13 200*	12 029	35 797	91 251
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,50	6,14	2,47	14,20	15,70
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м ³ вещества, м ³ /м ³	2,40	3,66	2,39	9,53	23,80
Скорость распространения пламени в смесях с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м/с	2,50	0,08	—	0,38	0,40
Примечание. Прочерк в ячейке означает, что свойства не определены; * — с учетом диссоциации.					

кое же количество углекислого газа, которое выделяется при сгорании биотоплив [9–12]. Это позволяет решить проблему ограничения содержания в атмосфере земли углекислого газа, снизить парниковый эффект и перейти к углеродно-нейтральной энергетике. По итогам 2020 г. потребление биотоплив в мире превысило 1,6 тыс. баррелей в нефтяном эквиваленте в сутки, причем с 2000 г. это значение возросло в 8 раз [5]. В качестве замены нефтяным дизельным топливам рассматривают биодизельное топливо (сложные эфиры растительных и животных жиров), которые наиболее широко используются в странах ЕС — 41 %, странах АТР (страны, расположенные по периметру Тихого океана — Китай, Индия, Индонезия и др.) — 25 % и США — 15 %.

Согласно прогнозам, к 2025 г. доля биотоплив в мировой структуре потребления первичной энергии будет составлять около 7...15 % [5]. Потребление биотоплив в странах ЕС в 2020 г. составило около 6 % от объема всех моторных топлив. На законодательном уровне в рамках Директивы развития до 2030 года (Renewable Energy — RED II) заложено увеличение доли топлив из возобновляемого сырья к 2030 г. до 26 %. В соответствии с прогнозом подразделения Европейской ассоциации нефтепереработчиков (FuelsEurope), потребление биотоплив и синтетических низкоуглеродных биотоплив к 2050 г. может вырасти до 54 % [5].

Проведенные исследования свидетельствуют о предпочтительности использования в дви-

гателях транспортного назначения продуктов переработки растительных масел — их метиловых, этиловых и бутиловых эфиров [9, 23–27]. Физико-химические свойства некоторых сложных эфиров растительных масел приведены в табл. 2 [23, 24]. Эти эфиры называют сложными: они не могут быть описаны простой химической формулой, поскольку являются смесями эфиров различных жирных кислот, входящих в состав растительных масел.

Физико-химические свойства этих эфиров в большей степени приближены к свойствам нефтяного ДТ по сравнению с растительными маслами. В первую очередь обратим внимание на пониженную по сравнению с растительными маслами вязкость указанных эфиров, а также их повышенное цетановое число, которое обычно превосходит цетановое число нефтяного ДТ. Отметим также приемлемые показатели этих эфиров по теплоте сгорания и низкотемпературным свойствам.

Сложные эфиры растительных масел получают с использованием различных растительных масел — рапсового, соевого, пальмового, подсолнечного и др. [23–27]. В 2020 г. мировое производство всех растительных масел составило около 200 млн т. При этом мировые объемы производства основных растительных масел примерно составили: пальмового масла — 78 млн т, соевого — 55 млн т, рапсового — 25 млн т, подсолнечного — 21 млн т [27]. Несмотря на наибольший объем выработки, пальмовое масло в меньшей степени подходит для получения из него метилового эфира. Он имеет повышенную вязкость и повышенную температуру застывания. По этой причине для дальнейших исследований выбран метиловый эфир соевого масла (МЭСМ). Возможность его эффективного использования в качестве топлива для дизельных двигателей подтверждена в работах [28–30].

Таблица 2. Физико-химические свойства нефтяного дизельного топлива и сложных эфиров растительных масел

Физико-химические свойства	Топлива				
	Нефтяное ДТ*	Метиловый эфир РМ	Этиловый эфир РМ	Метиловый эфир СМ	Метиловый эфир ПМ
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	877	895	884	870
Вязкость кинематическая, мм ² /с, при температуре, °С:					
20	3,8	8,0	16,0	8,0	—
40	2,8	4,5	5,8	4,1	6,0
Цетановое число	45	54	50	55	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	12,6	12,6	12,6	12,6
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,8	36,8	37,8	40,1
Температура самовоспламенения, °С	250	230	—	221	—
Температура застывания, °С	–35	–21	—	–21	–1
Содержание серы, % (масс.)	0,200	0,002	0,002	0,002	0,002
Содержание, % по массе					
С	87,0	77,5	77,6	77,6	—
Н	12,6	12,0	12,0	12,2	—
О	0,4	10,5	10,4	10,2	—
Коксуемость 10 %-ного остатка, %, не более	0,2	0,3	0,3	0,3	—

Примечание. Прочерк в ячейке означает, что свойства не указаны; * — нефтяное ДТ марки З (зимнее) по ГОСТ 305–2013; РМ, СМ, ПМ — рапсовое, соевое и пальмовое масло соответственно.

Объект исследования

Объектом исследования являлся тепловозный дизельный двигатель типа Д-49 (16ЧН 26/26). Двигатели этого типа выполнены V-образными и имеют мощность от 3000 до 6000 л. с. (2200...4400 кВт) при частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Каждый цилиндр дизеля Д-49 имеет четыре клапана — два впускных и два выпускных. Впускной коллектор двигателя размещен в развале цилиндров, а выпускные коллекторы установлены снаружи. Каждая секция топливного насоса высокого давления (ТНВД) выполнена автономной и установлена непосредственно у своего цилиндра. Индивидуальные ТНВД управляются от одного регулятора. Большинство дизелей этого семейства оснащены одним нерегулируемым турбокомпрессором серии ТК, состоящим из одноступенчатой осевой турбины и одноступенчатого центробежного компрессора. Двигателями типа Д-49 оснащаются магистральные и маневровые тепловозы различных типов.

При конвертировании дизельного двигателя Д-49 на работу в газодизельном цикле была выбрана схема подачи аммиака во впускную систему, а воспламенение аммиачно-воздушной смеси в цилиндре двигателя осуществляется от теплоты сгорания запальной дозы метилового эфира соевого масла (МЭСМ), подаваемого в КС штатной дизельной форсункой. При этом подача аммиака в КС двигателя осуществляется газовой форсункой через воздушный поток впускного канала каждого цилиндра на такте впуска. В результате происходит равномерное смешивание аммиака с воздухом и образуется водородно-воздушная смесь, поступающая в КС. Количество впрыскиваемого во впускную систему двигателя аммиака регулируется

изменением его давления впрыска при фиксированном периоде подачи. Отношение цикловой подачи аммиака к цикловой подаче МЭСМ определяется удельной энергетической долей аммиака ϵ_{NH_3} в общей подаче топлива, определяемой из выражения

$$\mu_{\text{NH}_3} = \frac{m_{\text{NH}_3} H_{U \text{ NH}_3}}{m_{\text{NH}_3} H_{U \text{ NH}_3} + m_{\text{МЭСМ}} H_{U \text{ МЭСМ}}},$$

где m_{NH_3} и $m_{\text{МЭСМ}}$ — цикловые подачи аммиака и МЭСМ, соответственно; $H_{U \text{ NH}_3}$ и $H_{U \text{ МЭСМ}}$ — их низшие теплотворные способности ($H_{U \text{ NH}_3} = 18,8 \text{ МДж/кг}$ и $H_{U \text{ МЭСМ}} = 37,8 \text{ МДж/кг}$). В данной работе эти энергетические доли μ_{NH_3} выбраны равными 0, 20, 40 и 60 %. В табл. 3 представлены исследованные подачи МЭСМ и аммиака при выбранных значениях энергетической доли аммиака ϵ_{NH_3} в общей подаче топлива, а также угол опережения впрыскивания топлива θ (УОВТ) запальной дозы МЭСМ, измеряемый в градусах угла поворота коленчатого вала (ПКВ) до верхней мертвой точки (ВМТ).

Далее в расчетных исследованиях при максимальной энергетической доле аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} угол опережения впрыскивания топлива θ запальной дозы МЭСМ варьировался в диапазоне от 11 до 19 град. угла ПКВ до ВМТ.

Математические модели, использованные при расчетных исследованиях рабочего процесса газодизельного двигателя

Для оценки влияния подачи аммиака во впускную систему исследованного дизельного двигателя на характеристики процесса сгорания

Таблица 3. Исследованные подачи МЭСМ и аммиака при выбранных значениях энергетической доли аммиака ϵ_{NH_3} в общей подаче топлива, угла опережения впрыскивания МЭСМ

Энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} , %	Цикловая подача МЭСМ, мг	Цикловая подача аммиака, мг	θ , град. ПКВ до ВМТ
0	1324,87	0	11
20	1059,89	520,42	11
40	794,92	1040,85	11
60	529,95	1560,61	11
60	529,95	1560,61	15
60	529,95	1560,61	19

и экологические показатели двигателя разработана численная трехмерная (3D) модель КС. При этом моделирование рабочего процесса газодизельного двигателя проведено на режиме с постоянными частотой вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящим моментом $M_d = 12500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, т. е. с мощностью двигателя $N_e = 1050 \text{ кВт}$ при изменении количества подаваемых в КС метилового эфира соевого масла и аммиака. Такой выбор исследуемого скоростного режима обусловлен тем, что в условиях эксплуатации средняя частота вращения коленчатого вала тепловозного дизельного двигателя маневрового тепловоза составляет 40...50 % от частоты вращения на режиме максимальной мощности [31–33]. Для случая работы исследуемого двигателя на режиме с полной мощностью 1050 кВт на чистом МЭСМ проведено одномерное моделирование его рабочего процесса.

3D-модель камеры сгорания двигателя базируется на методе конечных объемов и является основой программного комплекса (ПК) Converge CFD. Эта модель использована для получения информации о развитии процесса сгорания в КС, распределении параметров газов по объему КС и образовании вредных веществ в КС. При этом процессы распыливания МЭСМ и смесеобразование моделировались с использованием подходов Эйлера — Лагранжа. Струя распыливаемого жидкого топлива (МЭСМ) описывалась системой Лагранжа с дискретной (негомогенной) фазой, содержащей газовую фазу и совокупность капель жидкого топлива. Газовая смесь (смесь аммиака с воздухом) была описана системой Эйлера с гомогенной фазой. Испаренная часть капель МЭСМ из дискретной фазы переходит в гомогенную фазу. Распад струи (капель) МЭСМ был представлен моделью KH-RT [34]. Для моделирования столкновения и коалесценции (слияния) капель жидкого топлива использована численная схема No Time Counter [35]. Скорость испарения капли топлива характеризовалась скоростью изменения радиуса капли, которая определялась по методике Frossling [36].

Уравнения переносов массы и теплоты в газовой смеси решались для гомогенной фазы. Используются уравнения движения вязкой жидкости Навье — Стокса, осредненные по Рейнольдсу — уравнения RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes). Они замыкались моделью турбу-

лентности $k-\epsilon$. Для описания с приемлемой точностью протекания во времени химических реакций окисления исследуемых топлив, а также реакций образования оксидов азота использованы уравнения химической кинетики. Они объединяли сокращенный механизм реакций окисления метилдеcanoата (MD), метил-9-деcanoата (MD9D) и н-гептана C_7H_{16} [37] и сокращенный механизм реакций окисления аммиака с механизмом химических превращений для азота N, водорода H и кислорода O [38]. Полученная система уравнений химической кинетики содержала 590 химических реакций для 157 веществ. Для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, характеризующих протекание указанных химических реакций, использован решатель детальной химической кинетики — Sage (от англ. «мудрец» — система компьютерной алгебры) [39]. Преобразование сажи было представлено эмпирической моделью образования и развития сажевых частиц Hiroyasu [40].

Для определения констант уравнений в моделях распыливания МЭСМ, смесеобразования, сгорания МЭСМ и преобразования сажи, а также для проверки этих моделей были использованы результаты проведенных ранее расчетных исследований и экспериментальные данные базы данных Engine Combustion Network (ECN) [41–45]. Исследование параметров развития струи МЭСМ, распыливаемой форсункой с одним распыливающим отверстием, расположенным по оси камеры постоянного объема (КПО), проводили в КПО с инертным газом при температуре газа 900 К и давлении 6 МПа (инертное распыливание). Эксперимент со сгоранием топливной струи МЭСМ выполнен в камере, заполненной газовой смесью с объемной концентрацией кислорода O_2 , равной 15 %, при сохранении других условий без изменения (реагирующее распыливание) [42]. После нескольких циклов итерации констант моделей достигнуто хорошее совпадение расчетных результатов с экспериментальными данными. Их можно использовать для дальнейшего моделирования процессов распыливания, смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ в КС исследуемого двигателя.

Для моделирования рабочего процесса в КС двигателя типа Д-49 использованы параметры геометрии КС данного двигателя. Расчетные

сетки построены для десятой части объема КС (сектора с углом 36°) с учетом геометрической симметричности КС и симметричного расположения десяти распыливающих отверстий (одно отверстие на каждый сектор). Для обеспечения требуемой точности расчета базовые сетки разбивали с учетом локальных градиентов скорости и температуры. На рис. 1 показаны сетки КС в момент времени, соответствующий нахождению поршня в ВМТ. Моделирование проводилось во временном интервале, соответствующем диапазону от -142° до $+121^\circ$ угла ПКВ (с момента закрытия впускных клапанов до открытия выпускных клапанов; знак минус — до ВМТ, знак плюс — после ВМТ) при частоте вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящем моменте $M_d = 12500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, т. е. соответственно мощности $N_e = 1050 \text{ кВт}$.

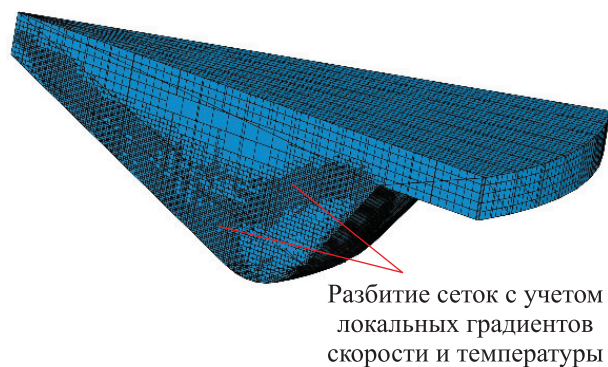


Рис. 1. Расчетные сетки КС в момент времени, соответствующий нахождению поршня в ВМТ

Одномерное моделирование рабочего процесса при работе двигателя с подачей аммиака на впуске не проводили.

Результаты моделирования рабочего процесса дизельного двигателя

При моделировании работы двигателя типа Д-49 (16ЧН 26/26) исследованы чисто дизельный цикл (работа только на МЭСМ) и газодизельный цикл (работа на двух топливах: МЭСМ и аммиаке). Моделирование проведено на режиме работы двигателя с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и мощностью $N_e = 1050 \text{ кВт}$. При этом энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} была равна 0, 20, 40 и 60 %.

Результаты расчетных исследований приведены на рис. 2–6. Представленные на рис. 2

диаграммы изменения давления в КС исследуемого дизельного двигателя и скорости тепловыделения по углу ПКВ свидетельствуют о том, что при увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} период задержки воспламенения возрастает и сгорание происходит позже, при $\epsilon_{\text{NH}_3} = 60 \%$ появляется второй пик на диаграмме скорости тепловыделения, смещенный по углу ПКВ вправо (см. рис. 2, а). При увеличении ϵ_{NH_3} от 0 до 40 % максимальные давления сгорания возрастают (см. рис. 2, б), что создает предпосылки к повышению эффективности сгорания топливовоздушной смеси. Это подтверждается данными рис. 3, на котором представлены зависимости показателей топливной экономичности и токсичности ОГ исследуемого дизельного двигателя от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива ϵ_{NH_3} . Данные рис. 3, а свидетельствуют о том, что с ростом энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 40 % индикаторный КПД повышается с 44,5 до 47,9 %, а при дальнейшем увеличении доли аммиака остается примерно постоянным. При увеличении энергетической доли аммиака в диапазоне от 0 до 60 % концентрация в ОГ оксидов азота возрастает с 950 до 2080 ppmv, но ее минимум (400 ppmv) соответствует энергетической доле аммиака, равной 20 % (рис. 3, б). С ростом энергетической доли аммиака в диапазоне от 0 до 40 % концентрации в ОГ сажи и монооксида углерода снижаются практически до нуля, а в диапазоне от 40 до 60 % практически не изменяются (рис. 3, в, г).

Результаты проведенных расчетных исследований свидетельствуют о том, что при росте подачи аммиака в цилиндры двигателя до $\epsilon_{\text{NH}_3} = 60 \%$ процесс сгорания происходит заметно позже из-за увеличения периода задержки воспламенения (см. рис. 2, а) и возникает необходимость оптимизации начала подачи топлива — УОВТ (запальной дозы МЭСМ). На рис. 4 показано влияние УОВТ на диаграммы изменения давления в КС исследуемого дизельного двигателя и скорости тепловыделения по углу ПКВ при постоянной энергетической доле NH_3 , равной 60 %. Рост УОВТ приводит к смещению процесса сгорания к ВМТ, что оказывает положительное воздействие на топливную экономичность.

Влияние УОВТ на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ исследуемо-

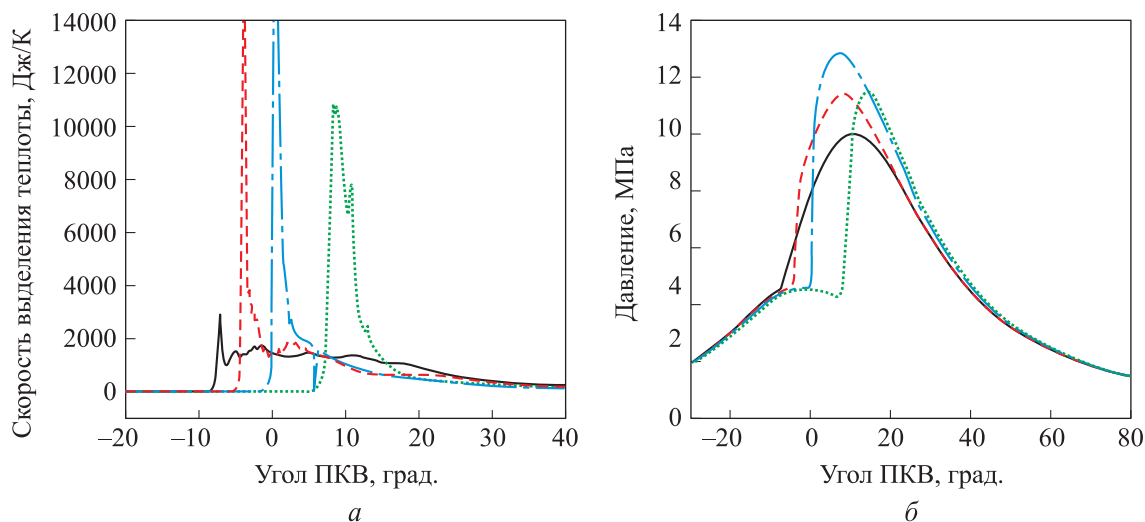


Рис. 2. Изменение скорости тепловыделения (а) и давления в камере сгорания дизельного двигателя (б) по углу ПКВ при работе на различных топливах: — МЭСМ, --- 80 % МЭСМ и 20 % аммиака, —·— 60 % МЭСМ и 40 % аммиака, ... 40 % МЭСМ и 60 % аммиака (расчеты выполнены при $\theta = 11$ град. ПКВ до ВМТ)

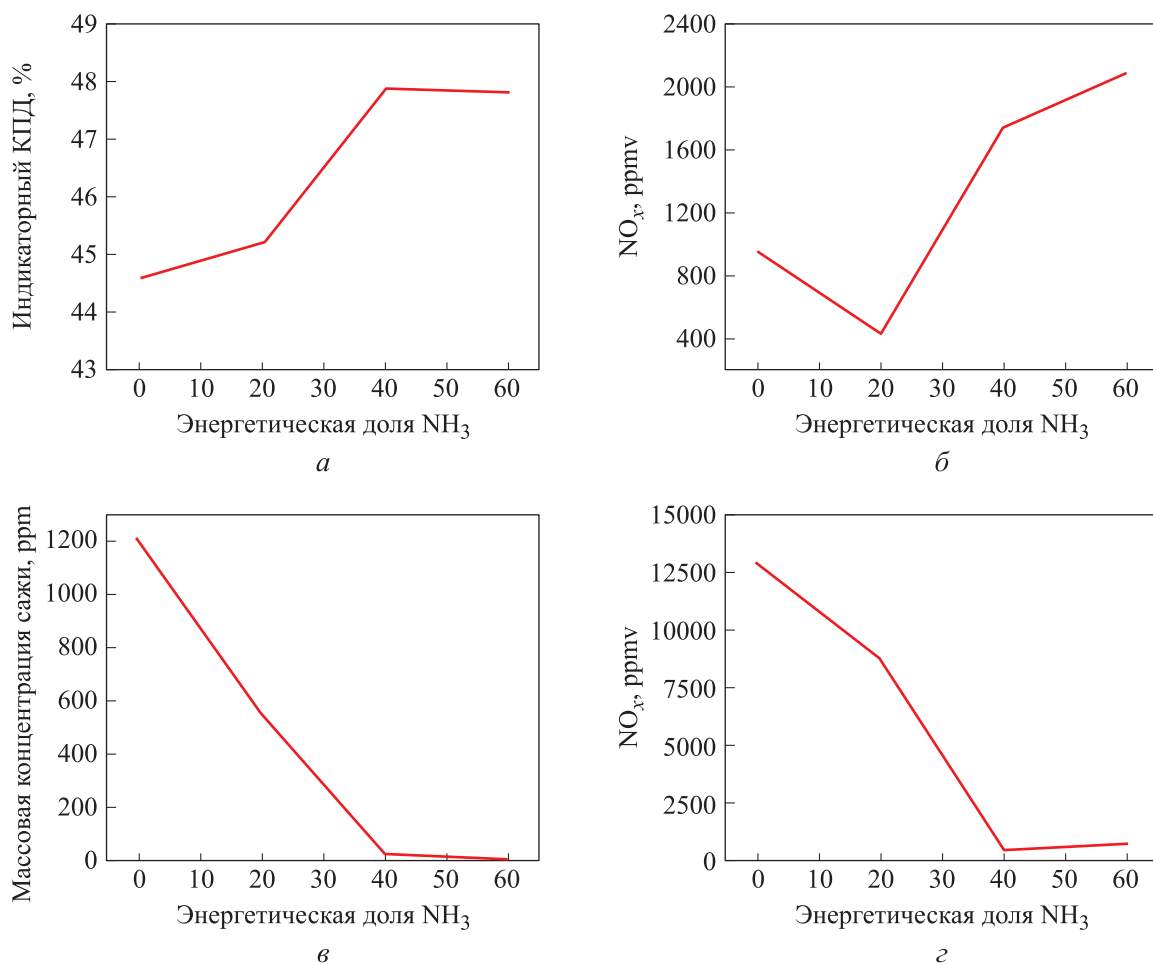


Рис. 3. Зависимость индикаторного КПД двигателя (а), эмиссии оксидов азота (б), сажи (в) и монооксида углерода (г) от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива (расчеты выполнены при $\theta = 11$ град. ПКВ до ВМТ)

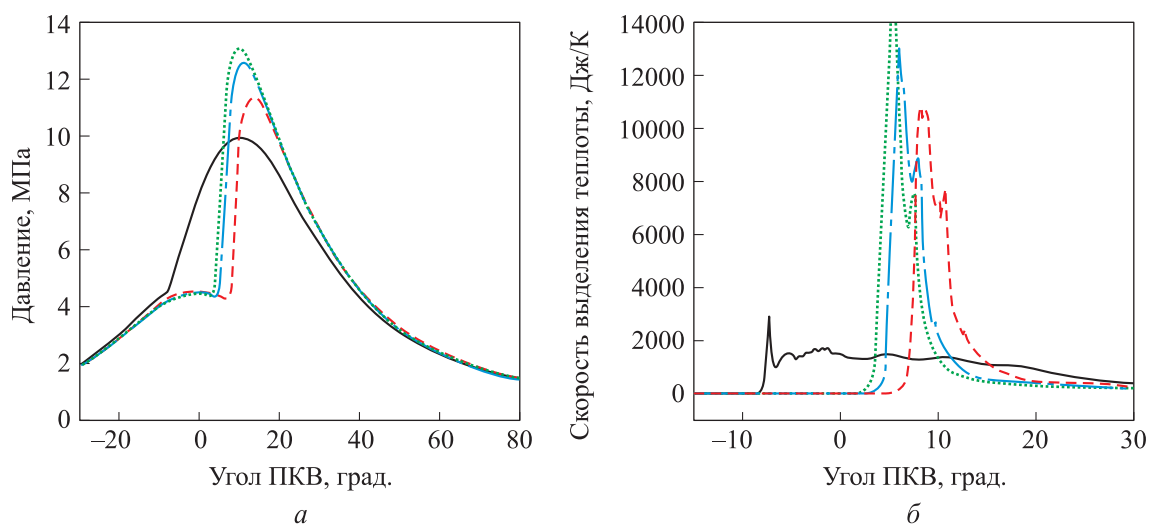


Рис. 4. Изменение давления в камере сгорания дизельного двигателя (а) и скорости тепловыделения (б) по углу ПКВ при работе с различными углами опережения впрыскивания МЭСМ: — работа на МЭСМ без подачи аммиака, $\theta = 11$ град. ПКВ до ВМТ; --- 40 % МЭСМ и 60 % аммиак, $\theta = 11$ град. ПКВ до ВМТ; —·— 40 % МЭСМ и 60 % аммиак, $\theta = 15$ град. ПКВ до ВМТ; 40 % МЭСМ и 60 % аммиак, $\theta = 19$ град. ПКВ до ВМТ

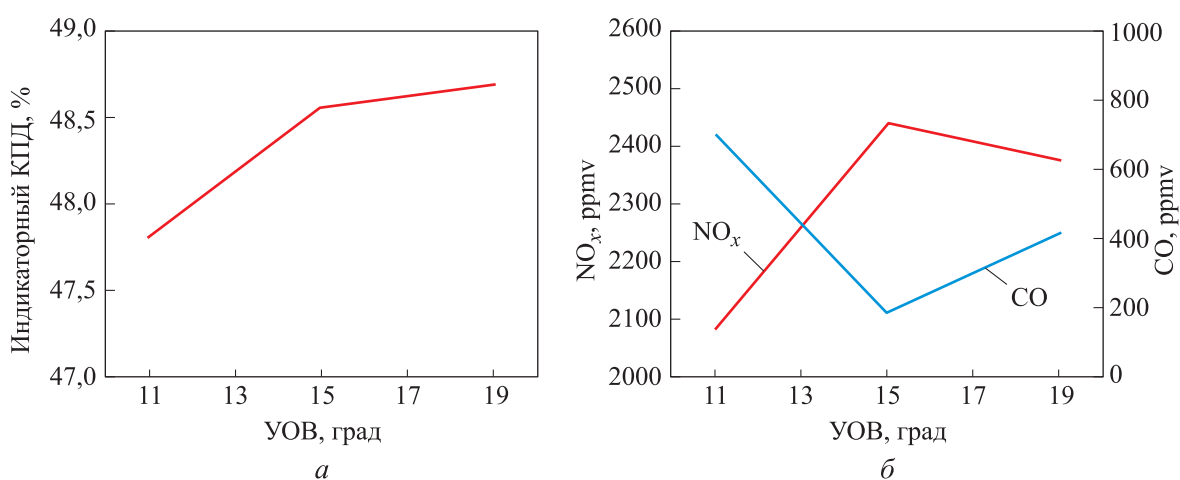


Рис. 5. Зависимость индикаторного КПД двигателя (а), эмиссии оксидов азота и монооксида углерода (б) от угла опережения впрыскивания запальной дозы МЭСМ (расчеты выполнены при $\epsilon_{\text{NH}_3} = 60\%$)

го двигателя показано на рис. 5. При массовой энергетической доле аммиака в общей подаче топлива $\epsilon_{\text{NH}_3} = 60\%$ и изменении угла опережения впрыскивания МЭСМ в диапазоне от 11 до 19 град. ПКВ до ВМТ индикаторный КПД исследуемого двигателя монотонно увеличивается в диапазоне от 47,8 до 48,7 % (рис. 5, а). При таком изменении УОВТ концентрации оксидов азота NO_x в ОГ сначала увеличивается с 2080 до 2440 ppmv (при $\theta = 15$ град. ПКВ до ВМТ), а потом снижается до 2370 ppmv (при $\theta = 19$ град.

ПКВ до ВМТ, рис. 5, б). В указанном диапазоне изменения УОВТ концентрация в ОГ монооксида углерода CO , наоборот — сначала уменьшается с 700 до 200 ppmv (при $\theta = 15$ град. ПКВ до ВМТ), потом возрастает 400 ppmv (при $\theta = 19$ град. ПКВ до ВМТ, рис. 5, б).

В целом проведенные расчетные исследования подтвердили эффективность использования аммиака в качестве моторного топлива для тепловозных дизельных двигателей. Показана целесообразность оптимизации подач аммиака

и запальной дозы метилового эфира, а также оптимизации угла опережения впрыскивания запальной дозы МЭСМ.

Заключение

1. Аммиак является перспективным экологически чистым альтернативным топливом, применение которого в дизельном двигателе позволяет кардинально снизить выброс в атмосферу углекислого газа. Применение аммиака в качестве топлива для дизельных двигателей не требует кардинального изменения конструкции двигателя, он отличается приемлемыми условиями хранения и более мягким сгоранием в цилиндрах по сравнению с водородом. Воспламенение аммиака в цилиндрах дизельного двигателя целесообразно организовать от запальной дозы жидкого топлива, т. е. в двухтопливном рабочем процессе.

2. Проведены расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя типа Д-49 при его работе с подачей аммиака на впуске и его воспламенении от запальной дозы метилового эфира соевого масла на режиме с мощностью двигателя $N_e = 1050$ кВт при частоте вращения $n = 450$ мин⁻¹. Выбор этого скоростного режима обусловлен тем, что в условиях эксплуатации средняя частота вращения коленчатого вала тепловозного дизельного двигателя маневрового тепловоза составляет 40...50 % от частоты вращения на режиме максимальной мощности при $n = 1000$ мин⁻¹. В двухтопливном рабочем процессе аммиак подавался во впускную систему двигателя перед впускными клапанами, а метиловый эфир соевого масла впрыскивался в цилиндры двигателя его штатными форсунками. При этом энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива выбрана равной 0, 20, 40 и 60 %.

3. Моделирование процесса сгорания в камере сгорания исследуемого дизельного двигателя проведено с использованием программного комплекса Converge CFD. Для случая работы исследуемого двигателя на режиме с полной мощностью 1050 кВт на чистом МЭСМ выполнено одномерное моделирование его рабочего процесса. Одномерное моделирование рабочего

процесса при работе двигателя с подачей аммиака на впуске не проводилось.

4. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что при увеличении энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 40 % на исследованном режиме индикаторный КПД увеличивается от 44,5 до 47,9 %, а при дальнейшем увеличении доли аммиака остается примерно постоянным. При увеличении энергетической доли аммиака от 0 до 60 % концентрация в ОГ оксидов азота увеличивается от 950 до 2080 ppmv, но ее минимум (400 ppmv) соответствует энергетической доле аммиака, равной 20 %. С ростом энергетической доли аммиака от 0 до 40 % концентрации в ОГ сажи и монооксида углерода снижаются практически до нуля, а в диапазоне от 40 до 60 % практически не изменяются.

5. Результаты расчетных исследований свидетельствуют о том, что при росте подачи аммиака в цилиндры двигателя процесс сгорания сильно смещается на линию расширения и возникает необходимость оптимизации начала подачи топлива — угла опережения впрыскивания МЭСМ. При массовой энергетической доле аммиака 60 % и изменении угла опережения впрыскивания МЭСМ в диапазоне от 11 до 19 град. ПКВ до ВМТ индикаторный КПД исследуемого двигателя монотонно увеличивается с 47,8 до 48,7 %. При таком изменении УОВТ концентрации оксидов азота NO_x в ОГ сначала увеличивается с 2080 до 2440 ppmv (при $\theta = 15$ град. ПКВ до ВМТ), а потом снижается до 2370 ppmv (при $\theta = 19$ град. ПКВ до ВМТ). В указанном диапазоне изменения УОВТ концентрация в ОГ монооксида углерода CO , наоборот — сначала уменьшается с 700 до 200 ppmv (при $\theta = 15$ град. ПКВ до ВМТ), потом возрастает до 400 ppmv (при $\theta = 19$ град. ПКВ до ВМТ).

6. В целом проведенные расчетные исследования подтвердили эффективность использования аммиака в качестве моторного топлива для тепловозных дизельных двигателей. Показана целесообразность оптимизации подач аммиака и запальной дозы метилового эфира, а также оптимизации угла опережения впрыскивания запальной дозы МЭСМ.

Литература

- [1] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [2] Туревский И.С. *Охрана труда на автомобильном транспорте*. Москва, ИНФА-М, 2008, 240 с.

- [3] Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Лужко В.А., Теренченко А.С., Хрипач Н.А. *Автотранспорт и экология мегаполисов*. Москва, Экология. Машиностроение, 2010, 253 с.
- [4] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [5] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Folkson R., Sapsford S. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [7] Zoulias E.I., Lymberopoulos N. *Hydrogen-Based Autonomous Power Systems: Techno-Economic Analysis of the Integration of Hydrogen in Autonomous Power Systems*. Springer, 2008, 877 p.
- [8] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.
- [9] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [10] Vandamme E.J., Soetaert W. *Biofuels*. USA, New York, John Wiley & Sons, 2009, 256 p.
- [11] Mousdale D.M. *Biofuels: Biotechnology, Chemistry, and Sustainable Development*. Boca Raton, Florida, USA, CRC Press, 2008, 424 p.
- [12] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green Diesel Engines Biodiesel Usage in Diesel Engines*. Spring, 2013, 265 p.
- [13] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему. *Двигателестроение*, 2023, № 3, с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [14] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A Comparison between Low- and High-Pressure Injection Dual-Fuel Modes of Diesel-Pilot-Ignition Ammonia Combustion Engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.04.009>
- [15] Frost J., Tall F., Sheriff A.M., Schönborn A., Hellier P. An Experimental and Modelling Study of Dual Fuel Aqueous Ammonia and Diesel Combustion in a Single Cylinder Compression Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 35495–35510. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.08.089>
- [16] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and Emissions Characteristics of Compression-Ignition Engine Using Dual Ammonia-Diesel Fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [17] Tornatore C., Marchitto L., Sabia P., Joannon M. Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2022, art. 9442016 pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.944201>
- [18] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L., et al. Low-Temperature Auto-Ignition Characteristics of NH_3 /Diesel Binary Fuel: Ignition Delay Time Measurement and Kinetic Analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281 (2022), art. 18761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [19] Gross C.W., Kong S.C. Performance Characteristics of a Compression-Ignition Engine Using Direct-Injection Ammonia-DME Mixtures. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 1069–1079. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.026>
- [20] Yousefi A., Guo H., Dev S., Lafrance S., Liko B. A Study on Split Diesel Injection on Thermal Efficiency and Emissions of an Ammonia/Diesel Dual-Fuel Engine. *Fuel*, 2022, vol. 316, art. 123412, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123412>
- [21] Dimitriou P., Javaid R. A Review of Ammonia as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, pp. 7098–7118. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
- [22] Niki Y., Nitta Y., Sekiguchi H., Hirata K. Diesel Fuel Multiple Injection Effects on Emission Characteristics of Diesel Engine Mixed Ammonia Gas Into Intake Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 146, no. 6, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4042507>
- [23] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, НИЦ «Инженер» (Союз НПО), 2016, 292 с.
- [24] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., ред. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [25] Knothe G., Van Gerpen J., Krahl J. *The Biodiesel Handbook*. Shampaign, Illinois, AOCS Press, 2005, 286 p.

- [26] Myo T. *The Effect of Fatty Acid Composition on the Combustion Characteristics of Biodiesel*. Dr. Sci. Diss. Japan, Kagoshima University, 2008, 171 p.
- [27] Неверов В.А. *Улучшение экологических и эффективных показателей дизеля совершенствованием процесса распыливания нефтяного и альтернативных топлив*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022, 158 с.
- [28] Dunn R.O., Shockley M.W., Bagby M.O. Winterized Methyl Esters from Soybean Oil: an Alternative Diesel Fuel with Improved Low-Temperature Flow Properties. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971682, pp. 133–142. <https://doi.org/10.4271/971682>
- [29] Zhang Y., Van Gerpen J.H. Combustion Analysis of Esters of Soybean Oil in a Diesel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1996, no. 960765, pp. 1–7.
- [30] Mahajan S., Konar S.K., Boocock D.G.B. Standard Biodiesel from Soybean Oil by a Single Chemical Reaction. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 2006, vol. 83, no. 7, pp. 641–644. <https://doi.org/10.1007/s11746-006-1251-6>
- [31] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [32] Фурман В.В. *Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 321 с.
- [33] Плахов С.В. *Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливоподачей и регулирования частоты вращения*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 120 с.
- [34] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18 <https://doi.org/10.4271/930072>
- [35] Schmidt D.P., Rutland C.J. A New Droplet Collision Algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [36] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*. 1989. <https://doi.org/10.4271/872072>
- [37] Luo Z., Plomer M., Lu T., Som S., Longman D. E., Sarathy S. M., Pitz W. J. A Reduced Mechanism for Biodiesel Surrogates for Compression Ignition Engine Applications. *Fuel*, 2012, vol. 99, pp. 143–153. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.04.028>
- [38] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [39] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [40] Hiroyasu H., Kadota T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/760129>
- [41] *Engine Combustion Network n. d.* URL: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed May 29, 2022).
- [42] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental Spray and Combustion Measurements of Soy Methyl-Ester Biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [43] Са Бовень, Гордин В.М., Марков В.А., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного дизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 4, с. 65–81. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>
- [44] Лю И., Кузнецов А.Г. Анализ рабочего процесса дизельного двигателя при отключении цилиндров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 11, с. 9–18. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-9-18>
- [45] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.

References

- [1] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of Diesel Exhaust Gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).

- [2] Turevskiy I.S. *Okhrana truda na avtomobil'nom transporte* [Labor Protection in Road Transport]. Moscow, INFA-M Publ., 2008, 240 p. (In Russ.).
- [3] Ipatov A.A., Kutenev V.F., Luzhko V.A., Terenchenko A.S., Khripach N.A. *Avtotransport i ekologiya megapolisov* [Motor Transport and Ecology of Megacities]. Moscow, Ekologiya. Mashinostroenie Publ., 2010, 253 p. (In Russ.).
- [4] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, OOO NITs "Inzhener" Publ., OOO "Oniko-M" Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Folkson R., Sapsford S. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [7] Zoulias E.I., Lymberopoulos N. *Hydrogen-Based Autonomous Power Systems: Techno-Economic Analysis of the Integration of Hydrogen in Autonomous Power Systems*. Springer, 2008, 877 p.
- [8] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 2. Hydrogen Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 5, pp. 53–62. (In Russ.).
- [9] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 3. Biofuels. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [10] Vandamme E.J., Soetaert W. *Biofuels*. USA, New York, John Wiley & Sons, 2009, 256 p.
- [11] Mousdale D.M. *Biofuels: Biotechnology, Chemistry, and Sustainable Development*. Boca Raton, Florida, USA, CRC Press, 2008, 424 p.
- [12] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green Diesel Engines Biodiesel Usage in Diesel Engines*. Spring, 2013, 265 p.
- [13] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational Studies of Parameters of Working Process of Diesel Engine with Ammonia Additives in the Intake System. *Engines Construction*, 2023, no. 3, pp. 71–93. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [14] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A Comparison between Low- and High-Pressure Injection Dual-Fuel Modes of Diesel-Pilot-Ignition Ammonia Combustion Engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2022.04.009>
- [15] Frost J., Tall F., Sheriff A.M., Schönborn A., Hellier P. An Experimental and Modelling Study of Dual Fuel Aqueous Ammonia and Diesel Combustion in a Single Cylinder Compression Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 35495–35510. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.08.089>
- [16] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and Emissions Characteristics of Compression-Ignition Engine Using Dual Ammonia-Diesel Fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [17] Tornatore C., Marchitto L., Sabia P., Joannon M. Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2022, art. 944201, pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.944201>
- [18] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L., et al. Low-Temperature Auto-Ignition Characteristics of NH₃/Diesel Binary Fuel: Ignition Delay Time Measurement and Kinetic Analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281 (2022), art. 18761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [19] Gross C.W., Kong S.C. Performance Characteristics of a Compression-Ignition Engine Using Direct-Injection Ammonia-DME Mixtures. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 1069–1079. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.026>
- [20] Yousefi A., Guo H., Dev S., Lafrance S., Liko B. A Study on Split Diesel Injection on Thermal Efficiency and Emissions of an Ammonia/Diesel Dual-Fuel Engine. *Fuel*, 2022, vol. 316, art. 123412, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123412>
- [21] Dimitriou P., Javaid R. A Review of Ammonia as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, pp. 7098–7118. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
- [22] Niki Y., Nitta Y., Sekiguchi H., Hirata K. Diesel Fuel Multiple Injection Effects on Emission Characteristics of Diesel Engine Mixed Ammonia Gas Into Intake Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 146, no. 6, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4042507>
- [23] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, NITs "Inzhener" (Soyuz NIO) Publ., 2016, 292 p. (In Russ.).

- [24] *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor Fuels Produced from Vegetable Oils]. Ed. Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G. Riga, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 p. (In Russ.).
- [25] Knothe G., Van Gerpen J., Krahl J. *The Biodiesel Handbook*. Shampaign, Illinois, AOCS Press, 2005, 286 p.
- [26] Myo T. *The Effect of Fatty Acid Composition on the Combustion Characteristics of Biodiesel*. Dr. Sci. Diss. Japan, Kagoshima University, 2008, 171 p.
- [27] Neverov V.A. *Uluchshenie ekologicheskikh i effektivnykh pokazateley dizelya sovershenstvovaniem protsessy raspylivaniya neftyanogo i al'ternativnykh topliv* [Improving the Environmental and Efficient Performance of Diesel Engines by Improving the Atomization Process of Petroleum and Alternative Fuels]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2022, 158 p. (In Russ.).
- [28] Dunn R.O., Shockley M.W., Bagby M.O. Winterized Methyl Esters from Soybean Oil: an Alternative Diesel Fuel with Improved Low-Temperature Flow Properties. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971682, pp. 133–142. <https://doi.org/10.4271/971682>
- [29] Zhang Y., Van Gerpen J.H. Combustion Analysis of Esters of Soybean Oil in a Diesel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1996, no. 960765, pp. 1–7.
- [30] Mahajan S., Konar S.K., Boocock D.G.B. Standard Biodiesel from Soybean Oil by a Single Chemical Reaction. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 2006, vol. 83, no. 7, pp. 641–644. <https://doi.org/10.1007/s11746-006-1251-6>
- [31] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving Operating Modes of Power Energy Systems of Diesel Locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [32] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel'-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoy upravleniya* [Improving the Operational and Technical Characteristics of Diesel Generators of Diesel Locomotives by Creating and Improving Electronic Control Systems]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 321 p. (In Russ.).
- [33] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya sistem upravleniya toplivopodachey i regulirovaniya chastoty vrashcheniya* [Improving the Operational and Technical Performance of Diesel Engines by Improving Fuel Supply Control Systems and Speed Control]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2021, 120 p. (In Russ.).
- [34] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18 <https://doi.org/10.4271/930072>
- [35] Schmidt D.P., Rutland C.J. A New Droplet Collision Algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [36] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*. 1989. <https://doi.org/10.4271/872072>
- [37] Luo Z., Plomer M., Lu T., Som S., Longman D. E., Sarathy S. M., Pitz W. J. A Reduced Mechanism for Biodiesel Surrogates for Compression Ignition Engine Applications. *Fuel*, 2012, vol. 99, pp. 143–153. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.04.028>
- [38] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [39] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [40] Hiroyasu H., Kadota T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/760129>
- [41] *Engine Combustion Network n. d.* Available at: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed May 29, 2022).
- [42] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental Spray and Combustion Measurements of Soy Methyl-Ester Biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [43] Sa Boven, Gordin V.M., Markov V.A., Plakhov S.V. Simulation of the Fuel Supply, Mixture Formation and Combustion Processes in a Dual-Fuel Hydrogen Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 4, pp. 65–81. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>

- [44] Lyu I., Kuznetsov A.G. An Analysis of the Working Process of a Diesel Engine under Cylinder Deactivation. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2019, no. 11, pp. 9–18. (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-9-18>
- [45] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Са Бовэнь — кандидат технических наук, ассистент, научный сотрудник, институт инженерной теплофизики Академии наук Китая, Пекин, КНР. E-mail: bowensa@yandex.ru

Лю Ин — кандидат технических наук, разработчик силовой установки, Aerospace times Feihong Technology Co., Ltd. E-mail: liuying208@yandex.ru

Марков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Фурман Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор ООО «ППП «Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: dizavt@overta.ru.

Плахов Сергей Валентинович — кандидат технических наук, зам. генерального директора по проектным работам, главный программист ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: plahov@overta.ru

Information about the authors

Sa Bowen — Ph. D. (Eng.), Assistant, Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, PRC. E-mail: bowensa@yandex.ru

Liu Ying — Ph. D. (Eng.), Propulsion System Developer, Aerospace Times Feihong Technology Co., Ltd. E-mail: liuying208@yandex.ru

Markov Vladimir Anatolievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Furman Viktor Vladimirovich — Dr. Sci. (Eng.), General Director, PPP Dieselvatomatika LLC, Saratov, Russian Federation. E-mail: dizavt@overta.ru

Plakhov Sergey Valentinovich — Ph. D. (Eng.), Deputy of General Director for Project Works, Chief Programmer, PPP Dieselvatomatika LLC, Saratov, Russian Federation. E-mail: plahov@overta.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 73–87. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>

Citation:

Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Combustion Process Characteristics and Ecological Indicators of the Two-Fuel Diesel Engine Running on Ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 73–87. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>

УДК 621.433.2

DOI: 10.18698/jec.2023.4.88-98

Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме*

М.Д. Гарипов¹, А.Г. Хафизов², Р.Ф. Зиннатуллин¹, А.А. Мелков¹, В.А. Шаяхметов¹

¹ Уфимский университет науки и технологий

² Зауральская ТЭЦ ООО «БГК»

Determining Threshold Values of Detonation Indicators of a Gas Engine with the Pre-Chamber Torch Ignition Using the Indicator Diagram

M.D. Garipov¹, A.G. Khafizov², R.F. Zinnatullin¹, A.A. Melkov¹, V.A. Shayakhmetov¹

¹ Ufa University of Science and Technology

² Zauralskaya TPP LLC "BGK"

В работе приведены результаты исследования по определению пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением. Оценка интенсивности детонации осуществлялась путем обработки индикаторных диаграмм. Для этого было проведено индизирование исследуемого газового двигателя с фиксацией 235 последовательных циклов. При обработке индикаторных диаграмм были получены максимальная амплитуда колебаний давления (maximum amplitude of pressure oscillations — МАРО) и интеграл модуля колебаний давления (integral of modulus of pressure oscillations — ИМРО) для всех циклов. В работе представлены кривые распределения циклов в зависимости от показателей интенсивности детонации. Выявлена цикловая невоспроизводимость кривых давления влияющая на неравномерное значение МАРО и ИМРО по циклам. Также была построена кумулятивная функция распределения МАРО и ИМРО. 95-й процентиль МАРО равен 0,4 МПа, а 95-й процентиль ИМРО — 6,5 МПа · град. Полученные результаты исследования могут быть использованы при разработке способов расширения мощностного диапазона бездетонационной работы двигателя при высокой температуре окружающей среды.

Ключевые слова: газовый двигатель, форкамерно-факельное воспламенение, детонация, газопоршневой агрегат, индикаторная диаграмма, интенсивность детонации, цикловая невоспроизводимость, индизирование двигателя, флуктуация кривых давления

The paper presents results of a study to determine the detonation indicators threshold values of a gas engine with the pre-chamber torch ignition. Detonation intensity was assessed by processing the indicator diagrams. For this purpose, the gas engine under consideration was indexed, and 235 consecutive cycles were registered. Processing the indicator diagrams made it possible to obtain the maximum amplitude of pressure oscillations (MAPO) and the integral of modulus of pressure oscillations (IMPO) for all the cycles. The paper provides the cycle distribution curves depending on the detonation intensity indicators. Cyclic irreproducibility of the pressure curves was revealed affecting the MAPO and IMPO uneven values across the cycles. The MAPO and IMPO cumulative distribution was also constructed. The MAPO 95th percentile is equal to 0.4 MPa, and the IMPO 95th percentile — 6.5 MPa-deg. The obtained research results could be used to develop methods in expanding the power range of the engine knock-free operation at the high ambient temperatures.

Keywords: gas engine, pre-chamber torch ignition, detonation, gas piston unit, indicator diagram, detonation intensity, cyclic irreproducibility, engine indication, pressure curve fluctuation

* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНИТ).

The research was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Assignments № FEUE-2023-0007 (Ufa University of Science and Technology).

Введение

Прогресс в организации рабочего цикла в стационарных высокооборотных газовых двигателях промышленного назначения, произошедший за последние 25 лет, привел к повышению среднего эффективного давления (до значений выше 1,8 МПа) и эффективного КПД (выше 43 %) [1]. Однако данные показатели, как правило, достигаются при стандартных исходных условиях. Например, согласно ИСО 3046-1:2002 (ГОСТ Р 52517–2005), значение стандартной исходной температуры окружающего воздуха составляет +25 °С. При более высоких значениях температуры показатели двигателя ухудшаются. В газовых двигателях с форкамерно-факельным воспламенением и газотурбинным наддувом одной из основных причин данного ухудшения служит детонация [2]. При высокой температуре окружающей среды меры по ограничению детонации, предусмотренные для двигателя в штатной комплектации (например, уменьшение угла опережения зажигания, снижение температуры смеси после охладителя наддувочного воздуха), оказываются исчерпанными, и система управления снижает мощность двигателя до тех пор, пока сигнал от датчика детонации не упадет ниже порогового уровня. Определение этого уровня является важным звеном при разработке способов расширения мощностного диапазона бездетонационной работы двигателя при высокой температуре окружающей среды, что и является целью данной работы.

Объект исследования и методика проведения эксперимента

Описание двигателя

Исследуемый газопоршневой агрегат (ГПА) — это четырехтактный наддувный газовый двигатель с форкамерно-факельным воспламенением и сгоранием бедной предварительно перемешанной смеси в основной камере сгорания. Двигатель служит для совместной выработки электроэнергии и теплоты. Его основные характеристики представлены ниже.

Основные технические характеристики двигателя

Количество цилиндров, шт.	20
Диаметр цилиндра, мм	190
Ход поршня, мм	220
Степень сжатия	11
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1 500

Тормозная мощность двигателя при стандартных условиях, МВт	2,8
Мощность, вырабатываемая электрогенератором при стандартных условиях, МВт	2,739
Среднее эффективное давление при стандартных условиях, МПа	1,8
Вид наддува	Газотурбинный, с двухступенчатым жидкостным охладителем наддувочного воздуха

Методика и измерительная аппаратура

Методы, используемые для обнаружения и оценки интенсивности детонации, можно подразделить на две основные группы — прямые и непрямые методы [3–8]. Первая группа включает прямое измерение и анализ параметров сгорания в цилиндрах (к таким параметрам относятся давление, температура, наличие и концентрация радикалов и т. д.). Методы второй группы основаны на измерении и анализе косвенных параметров, например, вибрации элементов двигателя. Косвенные методы в основном применяют в серийных двигателях, тогда как прямые — в исследовательских работах.

Представляемая работа представляет собой часть более широких исследований, целью которых, как уже упоминалось, является разработка способов расширения мощностного диапазона бездетонационной работы двигателя при высокой температуре окружающей среды. В эти исследования включено, в том числе, и трехмерное моделирование рабочих процессов двигателя. Для верификации модели и последующей оценки с помощью 3D-моделирования эффективности предлагаемых способов достижения поставленной цели предпочтительно применять метод оценки интенсивности детонации, основанный на обработке кривой давления в цилиндре. Это объясняется тем, что, с одной стороны, он является наиболее изученным и широко используемым методом обнаружения детонации, а колебания давления, вызванные самовоспламенением, могут быть обнаружены с очень высоким отношением сигнал/шум [9, 10]. С другой стороны, показатели детонации, основанные на обработке кривой давления, могут быть определены и при моделировании (с учетом расположения датчика давления в цилиндре двигателя).

Основная трудность заключается в определении порогового значения колебаний давле-

ния, которое можно расценивать как признак появления детонации в двигателе, поскольку его допустимое значение не может быть принято одинаковым для разных типов двигателей с различной мощностью [4, 6]. Поэтому эксперименты должны быть проведены в таких условиях, когда система управления двигателя идентифицировала горение как детонационное.

Эксперименты проводили в летнее время года. Система управления двигателем во время всех испытаний была в режиме автоматического регулирования мощности. Алгоритм работы системы управления в этом случае настроен так, что система стремится, по возможности, вывести двигатель на выработку целевой мощности генератора. Если сигнал от датчика детонации превышает пороговое значение, то сначала уменьшается угол опережения зажигания. При недостаточности этой меры снижается мощность до тех пор, пока сигнал от датчика детонации не упадет ниже порогового уровня. После этого системой управления вновь предпринимаются попытки повысить мощность двигателя до целевого значения. В экспериментах было задано целевое значение мощности генератора 2,739 МВт. Как будет описано далее, значение мощности, на которую системе

управления удавалось вывести газопоршневой агрегат, всегда было ниже данного значения, а следовательно, полученные при индицировании двигателя значения показателей интенсивности детонации и будут соответствовать допускаемым пороговым уровням, характерным для данного двигателя.

В данной работе использованы два наиболее распространенных метода оценки интенсивности детонации, основанные на анализе кривой давления. Первый — это оценка по максимальной амплитуде колебаний давления (maximum amplitude of pressure oscillations — МАРО) [3–14]. Методика ее определения схематично изображена на рис. 1. Сначала строят функцию $p_{cp}(\varphi)$, которая получается в результате сглаживания колебаний исходной диаграммы. В представляемой работе для сглаживания был использован алгоритм арифметического скользящего среднего. Арифметическое скользящее среднее численно равно среднему арифметическому значений исходной функции вблизи исследуемой точки (φ_{ref}), его вычисляют по формуле

$$p_{cp}(\varphi) = \frac{\sum_{\varphi_1}^{\varphi_2} p(\varphi)}{n+1},$$

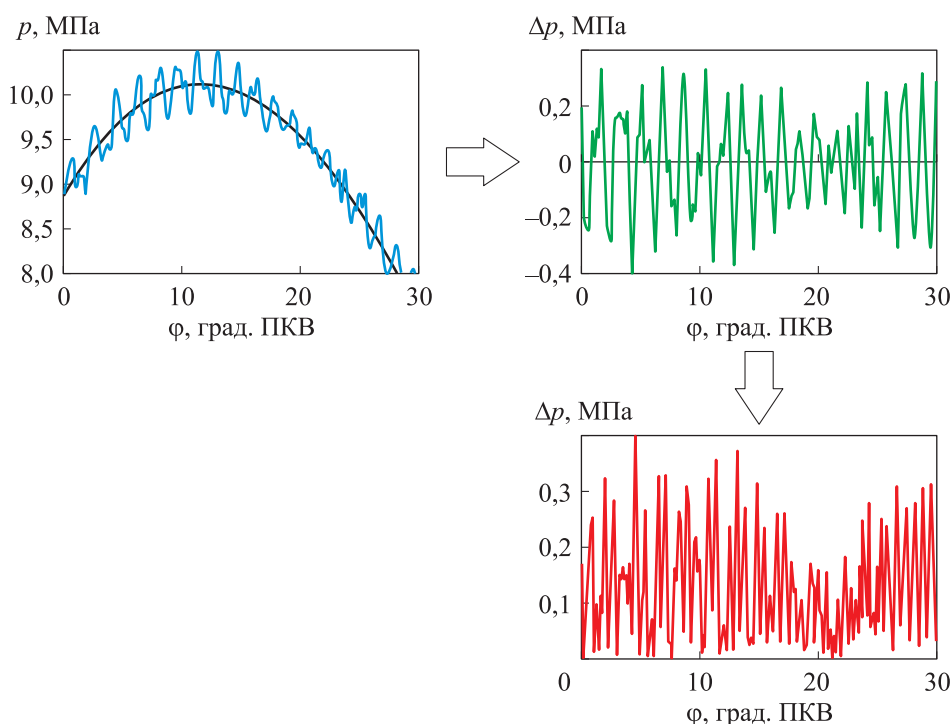


Рис. 1. Схема определения максимальной амплитуды колебаний:

— p ; — p_{cp} ; — Δp ; — $|\Delta p|$

где $p(\varphi)$ — исходные значения давления; φ_1 , φ_2 — крайние значения сглаживающего интервала углов:

$$\varphi_1 = \varphi_{ref} - n/2;$$

$$\varphi_2 = \varphi_{ref} + n/2,$$

n — число дополнительных (помимо исследуемой точки) значений исходной функции для расчета скользящего среднего.

Значение n было выбрано равным 20, шаг по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) — $0,1^\circ$.

Амплитуду колебаний или отклонение исходного давления от значений, полученных в результате сглаживания, находят как

$$\Delta p(\varphi) = p(\varphi) - p_{cp}(\varphi).$$

Далее строят график зависимости модуля амплитуды колебаний от угла ПКВ. Максимальное значение модуля в цикле и есть показатель интенсивности детонации МАРО.

Второй показатель интенсивности детонации обозначается как интеграл от модуля колебаний давления (integral of modulus of pressure oscillations — IMPO) [3–12]. Его определяют путем интегрирования модуля амплитуды колебаний давления по углу ПКВ:

$$\text{IMPO} = \int_{\text{УОЗ}}^{\text{УОЗ}+\Delta\varphi} |\Delta p| d\varphi,$$

где УОЗ — угол опережения зажигания, град. ПКВ; $\Delta\varphi$ — ширина окна интегрирования, град. ПКВ.

По своей сути это способ представления импульса давления, возникающего при высокочастотных колебаниях. Значения IMPO и МАРО были получены для каждого цикла.

Исследование проводили на предварительном прогревом двигателе. До исследования ГПА работал не менее 2 ч. В качестве исследования был выбран тот цилиндр, температура отработавших газов на выходе из которого достигала наибольшего значения (12-й цилиндр).

Из-за цикловой невоспроизводимости кривые давления в последовательных циклах могут заметно различаться. Поэтому в ходе эксперимента фиксировали несколько десятков индикаторных диаграмм. Следуя работе [15], для оценки цикловой невоспроизводимости среднего

индикаторного давления был использован показатель COV (coefficient of variation — коэффициент вариации), который представляет собой выраженное в процентах относительное среднеквадратическое отклонение рассматриваемой величины:

$$\text{COV}_{\text{имер}} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\text{имер}_i - \overline{\text{имер}})^2}}{\overline{\text{имер}}} \cdot 100,$$

где имер_i — среднее индикаторное давление i -го цикла; $\overline{\text{имер}}$ — среднее индикаторное давление, усредненное по n циклам.

Дополнительно с помощью показателя COV оценивали цикловые невоспроизводимости максимального давления цикла и угла ПКВ, соответствующего 50%-ной доле сгоревшего топлива (CA_{50}).

Отклонение от среднего значения максимального давления сгорания δ %, определяли по формуле

$$\delta = \frac{p_{\max i} - p_{\max}}{p_{\max}} \cdot 100,$$

где $p_{\max i}$ — значение максимального давления сгорания, МПа; $p_{\max}$ — среднее арифметическое по n циклам значение максимального давления сгорания, МПа.

Индицирование проводили с помощью специализированного оборудования фирмы AVL, состоящего из пьезоэлектрического датчика давления GU21D, размещенного в головке цилиндра, аналого-цифрового преобразователя AVL Indimodul 621, пьезоусилителя AVL Micro IFEM и компьютера. Для контроля измерений и постобработки данных использовали программное обеспечение IndiCom. Пьезоэлектрический датчик давления был установлен в головке цилиндра, между двумя выпускными клапанами. Установку осуществляли с учетом требований ГОСТ 18509–88.

Параметры ГПА регистрировали с помощью штатных датчиков, установленных на двигателе заводом-изготовителем. В данной статье приведены показания только тех из них, которые важны с точки зрения оценки показателей детонации. Это такие параметры, как:

- мощность, вырабатываемая электрогенератором;
- давление надувочного воздуха после охладителя;

- температура отработавших газов на выходе из головок цилиндров;
- температура смеси после охладителя;
- угол опережения зажигания (УОЗ);
- коэффициент избытка воздуха.

На ГПА не было возможности измерять тормозную мощность двигателя, поэтому регистрировали мощность, вырабатываемую электрогенератором. О соотношении этих мощностей можно судить по характеристикам двигателя, представленным выше.

Коэффициент избытка воздуха определяли с помощью газоанализатора Testo 330-2 LL v2.17. Основные характеристики газоанализатора представлены в [16].

В обязательном порядке регистрировали и параметры окружающей среды, такие как барометрическое давление, температура воздуха на входе в ГПА, влажность воздуха на входе в ГПА.

Результаты и обсуждение

Ниже приведены параметры окружающего воздуха и показатели работы ГПА во время снятия индикаторных диаграмм.

Параметры воздуха на входе в ГПА

Барометрическое давление, мм рт. ст. 740
Температура, °C 29,6
Влажность, % 34

Показатели работы ГПА во время снятия индикаторных диаграмм

Активная мощность генератора, кВт 2457,2
Частота вращения, мин⁻¹ 1500
Положение дроссельной заслонки, % 100
Давление надувочного воздуха
после охладителя, кПа 276
Усредненная по цилиндрам температура отработавших газов на выходе из головки, °C 542
Температура смеси после охладителя, °C ... 47,05
Угол опережения зажигания, град. ПКВ 18

Диапазон изменения УОЗ, установленный заводом-изготовителем, составляет 18...21 град. ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ). Как показано выше, УОЗ имеет минимальное значение, а мощность снижена примерно на 10 % относительно мощности при стандартных условиях. Как уже упоминалось, такая ситуация возникает, когда система управления двигателя идентифицирует горение как детонационное

(о чем свидетельствовала и индикация системы управления), при этом другие меры по ограничению детонации оказываются исчерпанными. Система управления в этом случае снижает мощность двигателя до тех пор, пока сигнал от датчика детонации не упадет ниже порогового уровня. Следовательно, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм показатели интенсивности детонации можно расценивать как пороговые.

В процессе обработки индикаторных диаграмм было замечено, что после однократного применения метода скользящего среднего на графике все еще имеются значительные флуктуации (рис. 2, красная линия). Для получения более сглаженной кривой, алгоритм арифметического скользящего среднего был повторен дважды. На рис. 2 черной линией показана итоговая сглаженная кривая после трехкратного применения скользящего среднего. Зеленая линия — результат двухкратного сглаживания, синяя кривая — исходные значения давления.

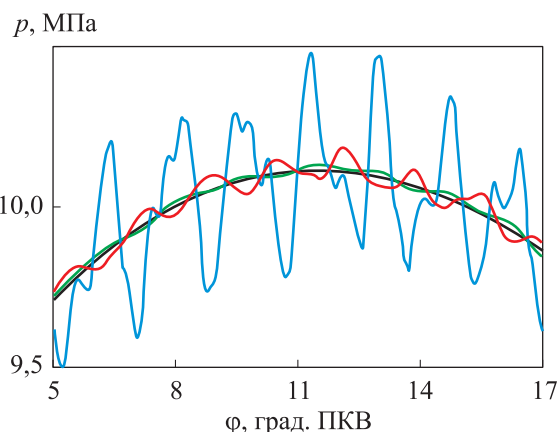


Рис. 2. Процесс определения сглаженной индикаторной кривой:

— p ; — p_{cp1} ; — p_{cp2} ; — p_{cp3}

В ходе эксперимента было записано 235 последовательных циклов. На рис. 3 представлены индикаторные диаграммы всех записанных циклов и давление, усредненное по всем циклам. На рис. 4 представлены интегральные характеристики активного тепловыделения этих циклов. Здесь хорошо прослеживается масштаб цикловой невоспроизводимости как давления, так и кривых теплоиспользования. Результаты статистической обработки представлены в табл. 1.

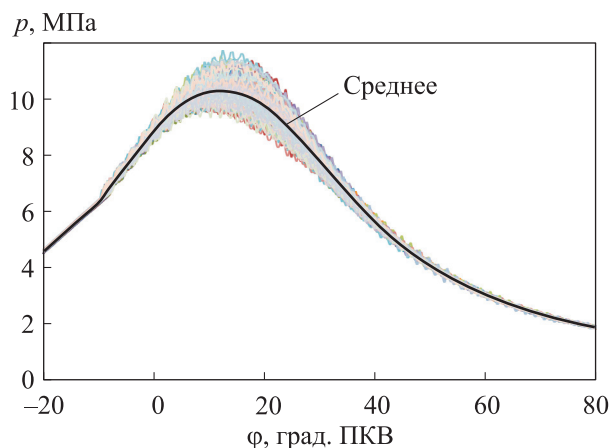


Рис. 3. Индикаторные диаграммы всех циклов и давление, усредненное по всем циклам

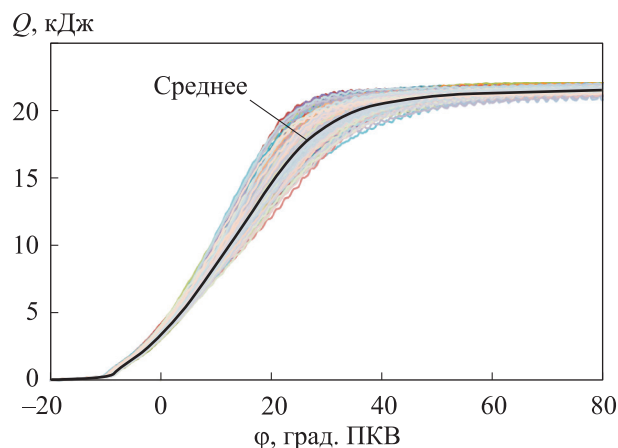


Рис. 4. Интегральные характеристики активного тепловыделения всех циклов и усредненная характеристика по всем циклам

Таблица 1. Результаты статической обработки цикловой невоспроизводимости

Параметр	IMEP, МПа	$p_{\max}$, МПа	CA_{50} , град. ПКВ
$X_{\text{ср}}$	1,69	10,54	13,47
$X_{\max}$	1,76	11,72	17,11
$X_{\min}$	1,61	9,76	10,00
COV, %	1,90	3,34	10,53
Отклонение от среднего значения максимального давления сгорания δ , %	—	11,2	27

На всех диаграммах (см. рис. 3) наблюдаются флуктуации кривых давления, которые возникают уже за 10 град. ПКВ до ВМТ. Согласно работе [17], причиной такого раннего возникновения флуктуаций является одновременное воспламенение в основной камере значительных объемов подготовленной смеси в результате энергичного турбулентного смешения находившейся там смеси с выбрасываемыми из форкамеры активными пламенными газами. Такое воспламенение сопровождается возникновением ударных волн, т. е. происходят явления подобные детонации в двигателях с искровым воспламенением, но начинающиеся не в конце, а в начале сгорания. Для наглядности на рис. 5 представлена индикаторная диаграмма цикла с максимальным МАРО. Как видно на рис. 5, даже в этом случае амплитуды колебаний в начале и в конце сгорания — величины одного порядка. Поэтому различить процессы воспламенения, с одной стороны, инициирован-

ные активными пламенными газами, а с другой стороны — связанные с самовоспламенением последней части заряда, по индикаторным диаграммам сложно. Однако, судя по тому, что максимальные амплитуды колебаний давления во всех циклах со значением МАРО > 0,4 МПа

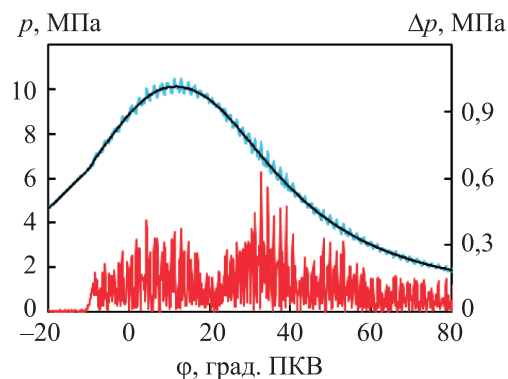


Рис. 5. Индикаторная диаграмма с максимальным значением МАРО:
— p ; — $p_{\text{ср}}$; — Δp

наблюдаются ближе к концу сгорания, то, по-видимому, самовоспламенение последней части заряда может иметь место как минимум в этих циклах.

Графики активного тепловыделения построенные на основе сглаженной кривой давления, для цикла с максимальным МАРО представлены на рис. 6. На рис. 7 эти графики наложены на кривые активного тепловыделения, полученные на основе исходной (несглаженной) кривой давления. На этих рисунках видно, что график теплоиспользования, построенный на основе сглаженной кривой, хорошо усредняет интегральную характеристику, без нефизичных смещений по обоим осям. Сглаженность дифференциальной характеристики достаточна для удобства анализа процесса сгорания.

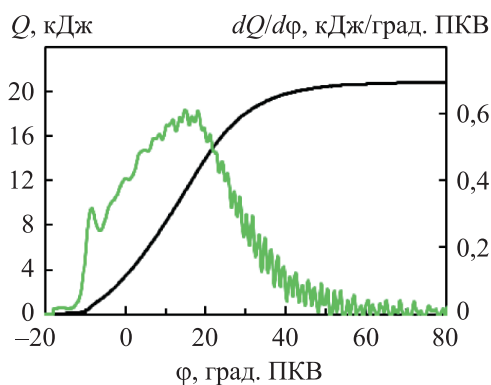


Рис. 6. Графики активного тепловыделения, построенные на основе сглаженной кривой давления:
— $Q(p_{cp})$; — $dQ/dφ(p_{cp})$

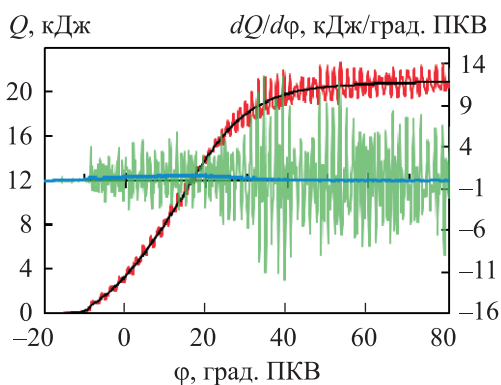


Рис. 7. Графики активного тепловыделения, полученные на основе исходной (несглаженной) кривой давления:
— Q ; — $Q(p_{cp})$; — $dQ/dφ$; — $dQ/dφ(p_{cp})$

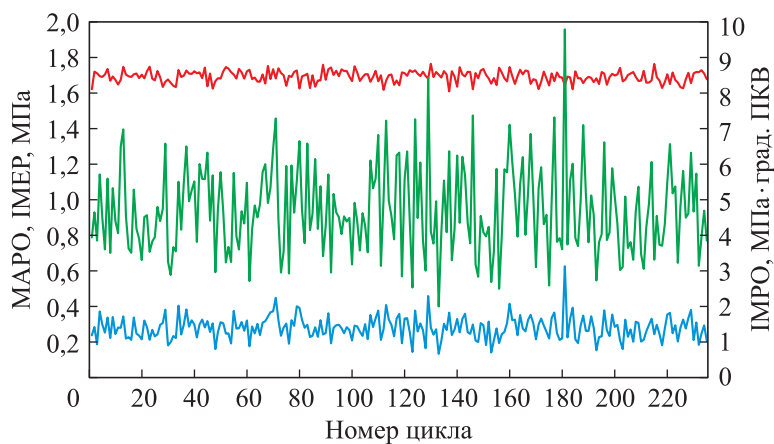


Рис. 8. Значения показателей интенсивности детонации и среднего индикаторного давления во всех записанных циклах:
— IMEP; — IMPO; — MAPO

Значения показателя МАРО в разных циклах представлены на рис. 8. В связи с тем что распределение его значений по циклам неравномерное, для оценки порогового значения МАРО был применен подход, предложенный Лепардом [18]. На основе этого подхода была построена кумулятивная функция распределения МАРО (см. рис. 9, а), которая позволяет определить процент циклов двигателя, имеющих значение МАРО меньше указанного уровня либо равного ему. Как и в работах [5, 6, 14, 19], для оценки порогового значения МАРО был взят 95-й процентиль распределения. На рис. 8 видно, что 95-й процентиль соответствует значению МАРО приблизительно равному 0,4 МПа.

Аналогичная кривая была построена для определения порогового значения IMPO

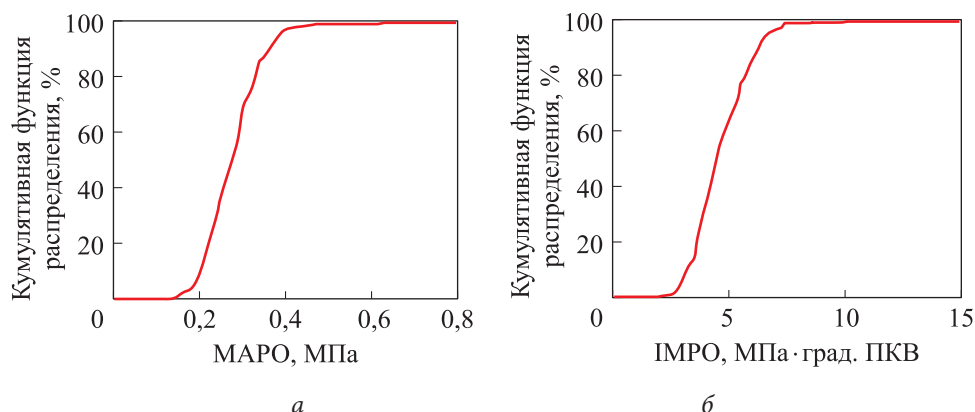


Рис. 9. Кумулятивные функции распределения МАРО (а) и ИМРО (б)

Таблица 2. Результаты статистической обработки значений показателей интенсивности детонации

Параметр	МАРО, МПа	ИМРО, МПа · град. ПКВ
$X_{\text{ср}}$	0,28	4,69
X_{max}	0,62	9,78
X_{min}	0,13	1,99
COV, %	22,89	46,25

(см. рис. 9, б). Видно, что 95-й процентиль соответствует значению ИМРО, приблизительно равному 6,5 МПа · град.

Дополнительные результаты статистической обработки представлены в табл. 2.

Согласно результатам статистической обработки, среднее значение МАРО составило 0,28 МПа, а ИМРО — 4,69 МПа · град. ПКВ. При этом из-за цикловой невоспроизводимости кривых давления наблюдаются единичные циклы с максимальным значением МАРО = 0,62 МПа и ИМРО = 9,78 МПа · град. ПКВ (см. рис. 8).

Заключение

Проведено индицирование четырехтактного наддувного газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением и сгоранием бедной предварительно перемешанной смеси в основной камере сгорания. Эксперименты были проведены в условиях, когда система управления снизила мощность двигателя до значения, при котором сигнал от датчика детонации стал ниже порогового уровня. Для определения дан-

ного уровня использовали два метода оценки интенсивности детонации, основанные на анализе кривой давления. Первый — это оценка по максимальной амплитуде колебаний давления — МАРО. Второй показатель — интеграл модуля колебаний давления по углу поворота коленчатого вала — ИМРО. Значения ИМРО и МАРО были получены для каждого цикла. Общее количество последовательных циклов, подвергнутых обработке, составляло 235. Получены кривые распределения циклов в зависимости от показателей интенсивности колебаний давления. Выявлено, что 95-й процентиль МАРО приблизительно равен 0,4 МПа, а 95-й процентиль ИМРО — 6,5 МПа · град. Результаты экспериментов планируется использовать для верификации математической модели и последующей оценки с помощью 3D-моделирования эффективности предлагаемых способов расширения мощностного диапазона бездетонационной работы двигателя при высокой температуре окружающей среды.

Литература

- [1] Lang J., Schäffert P., Böwing R. et al. Development of a New Generation of GE's Jenbacher type 6 Gas Engines. *Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren. Conference paper*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017. https://doi.org/10.1007/978-3-658-19012-5_2
- [2] Tschalamoff T., Laaß U., Janicke D. Direkte Wassereinspritzung im mittelschnelllaufenden Gasmotor. *MTZ Motortech*, 2007, Z 68, ss. 954–962. <https://doi.org/10.1007/BF03227259>
- [3] Zhen X., Wang Y., Xu S. et al. The Engine Knock Analysis — an Overview. *Applied Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [4] *MAHLE: Pistons and Engine Testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [5] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of Pre-Ignition Combustions Triggered by Heavy Knocking Events in a Turbocharged GDI Engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>
- [6] Galloni E. Knock-Limited Spark Angle Setting by Means of Statistical or Dynamic Pressure Based Methods. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 116, pp. 11–17. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [7] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S. et al. Engine Knock Detection: an Eigenpressure Approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, vol. 52, iss. 5, pp. 267–272. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [8] Brecq G., Le Corre O. Modeling of In-Cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve. *SAE Technical Papers*, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>
- [9] Shu G., Pan J., Wei H. Analysis of Onset and Severity of Knock in SI Engine Based on In-Cylinder Pressure Oscillations. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 51, iss. 1–2. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [10] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-Pressure-Based Methods for Sensing Spark-Ignition Engine Knock. *International Journal of Vehicle Design*, 2007. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [11] Saikaly K., Le Corre O., Rahmouni C. et al. Preventive Knock Protection Technique for Stationary SI Engines Fuelled by Natural Gas. *Fuel Processing Technology*, 2010, vol. 91, pp. 641–652. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [12] De Bellis V., Teodosio L., Siano D. et al. Knock and Cycle by Cycle Analysis of a High Performance V12 Spark Ignition Engine. Part 1: Experimental Data and Correlations Assessment. *SAE International Journal of Engines*, 2015, vol. 8, no. 5. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [13] Wei H., Hua J., Pan M. et al. Experimental Investigation on Knocking Combustion Characteristics of Gasoline Compression Ignition Engine. *Energy*, 2018, vol. 143 (C), pp. 624–633. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [14] Galloni E., Fontana G., Staccone S. Numerical and Experimental Characterization of Knock Occurrence in a Turbo-Charged Spark-Ignition Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [15] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Singapore, McGraw-Hill Book Co., 1988, 78 p.
- [16] *Руководство по эксплуатации анализатора дымовых газов Testo 330-2 LL*. URL: <https://www.testo.kiev.ua/docs/testo%20330-1-2%20LL.pdf> (дата обращения 15.08.2023).
- [17] Воинов А.Н. *Сгорание в быстроходных поршневых двигателях*. Москва, Машиностроение, 1977, 277 с.
- [18] Leppard W. Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multicylinder Engines. *SAE Technical Paper*, 1982, no. 820074. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.076>
- [19] Galloni E. Dynamic Knock Detection and Quantification in a Spark Ignition Engine by Means of a Pressure Based Method. *Energy Conversion and Management*, 2012, vol. 64, pp. 256–262. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

References

- [1] Lang J., Schäffert P., Böwing R. et al. Development of a New Generation of GE's Jenbacher type 6 Gas Engines. *Heavy-duty, on- and off-highway engines. Conference paper*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017. https://doi.org/10.1007/978-3-658-19012-5_2
- [2] Tschalamoff T., Laaß U., Janicke D. Direkte Wassereinspritzung im Mittelschnelllaufenden Gasmotor. *MTZ Motortech*, 2007, Z 68, pp. 954–962. <https://doi.org/10.1007/BF03227259>

- [3] Zhen X., Wang Y., Xu S. et al. The Engine Knock Analysis — an Overview. *Applied Energy*, 2012, vol. 92, pp. 628–636. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [4] *MAHLE: Pistons and Engine Testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [5] Cavina N., Rojo N., Businaro A. et al. Analysis of Pre-Ignition Combustions Triggered by Heavy Knocking Events in a Turbocharged GDI Engine. *Energy Procedia*, 2016, vol. 101, pp. 893–900. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.113>
- [6] Galloni E. Knock-Limited Spark Angle Setting by Means of Statistical or Dynamic Pressure Based Methods. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 116, pp. 11–17. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.070>
- [7] Panzani G., Pozzato G., Savaresi S. et al. Engine Knock Detection: an Eigenpressure Approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, vol. 52, iss. 5, pp. 267–272. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.043>
- [8] Brecq G., Le Corre O. Modeling of In-Cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve. *SAE Technical Papers*, 2005. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1126>
- [9] Shu G., Pan J., Wei H. Analysis of Onset and Severity of Knock in SI Engine Based on In-Cylinder Pressure Oscillations. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 51, iss. 1–2. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.039>
- [10] Borg J.M., Alkidas A.C. Cylinder-Pressure-Based Methods for Sensing Spark-Ignition Engine Knock. *International Journal of Vehicle Design*, 2007. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2007.013678>
- [11] Saikaly K., Le Corre O., Rahmouni C. et al. Preventive Knock Protection Technique for Stationary SI Engines Fuelled by Natural Gas. *Fuel Processing Technology*, 2010, vol. 91, pp. 641–652. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.01.011>
- [12] De Bellis V., Teodosio L., Siano D. et al. Knock and Cycle by Cycle Analysis of a High Performance V12 Spark Ignition Engine. Part 1: Experimental Data and Correlations Assessment. *SAE International Journal of Engines*, 2015, vol. 8, no. 5. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2392>
- [13] Wei H., Hua J., Pan M. et al. Experimental Investigation on Knocking Combustion Characteristics of Gasoline Compression Ignition Engine. *Energy*, 2018, vol. 143 (C), pp. 624–633. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.020>
- [14] Galloni E., Fontana G., Staccone S. Numerical and Experimental Characterization of Knock Occurrence in a Turbo-Charged Spark-Ignition Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.054>
- [15] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Singapore, McGraw-Hill Book Co., 1988, 78 p.
- [16] *Rukovodstvo po ekspluatatsii analizatora dymovykh gazov Testo 330-2 LL* [Operating Instructions for Flue Gas Analyzer Testo 330-2 LL]. Available at: <https://www.testo.kiev.ua/docs/testo%20330-1-2%20LL.pdf> (accessed August 15, 2023).
- [17] Voinov A.N. *Sgoranie v bystrokhodnykh porshnevykh dvigatelyakh* [Combustion in High-Speed Piston Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 277 p. (In Russ.).
- [18] Leppard W. Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multicylinder Engines. *SAE Technical Paper*, 1982, no. 820074. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.076>
- [19] Galloni E. Dynamic Knock Detection and Quantification in a Spark Ignition Engine by Means of a Pressure Based Method. *Energy Conversion and Management*, 2012, vol. 64, pp. 256–262. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.015>

Материалы получены редакцией 30.10.2023

Сведения об авторах

Гарипов Марат Данилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация.
E-mail: garry76@mail.ru

Хафизов Амир Гиндулович — начальник цеха эксплуатации, Зауральская ТЭЦ ООО «БГК», Сибай, Российская Федерация. E-mail: amir1985@inbox.ru

Зиннатуллин Рустемхан Фагитович — младший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация.
E-mail: rz.f@yandex.ru

Мелков Андрей Андреевич — инженер, аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: capa.97@mail.ru

Шаяхметов Вадим Анасович — младший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация.
E-mail: vaddvs@yandex.ru

Information about the authors

Garipov Marat Danilovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: garry76@mail.ru

Khafizov Amir Gindullovich — Head, Operation Workshop, Zauralskaya TPP LLC “BGK”, Sibay, Russian Federation. E-mail: amir1985@inbox.ru

Zinnatullin Rustemkhan Fagitovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: rz.f@yandex.ru

Melkov Andrey Andreevich — Engineer, Postgraduate, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: capa.97@mail.ru

Shayakhmetov Vadim Anasovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: vaddvs@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А. Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 88–98.
<https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.88-98>

Citation:

Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A. Determination of Threshold Values of Detonation Indicators of a Gas Engine with Pre-Chamber Ignition Using an Indicator Diagram. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 88–98. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.88-98>

**Указатель публикаций в журнале
(№ 1–4, 2023 г.)****Общие проблемы двигателестроения**

Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.

Пакет прикладных программ ALLBEA для моделирования и оптимизации процессов энергетических установок 4, 3

Стряпунин А.С., Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В., Дунин А.Ю.

Применение комплекса AVL Cruise M для моделирования работы двигателя в составе транспортного средства 4, 16

**Расчеты, конструирование, исследования
поршневых двигателей**

Грехов Л.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Чжао Ц. Тепловые и гидродинамические условия впрыскивания топлива при сверхвысоких давлениях 1, 3

Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Сальников А.С. Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами 1, 14

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А.

Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя 2, 3

Грехов Л.В., Черезов И.А., Фурман В.В., Марков В.А.

Проектирование системы подачи тяжелого топлива судового двигателя с электронным управлением 2, 14

Пассар А.В., Фершалов Ю.Я.

Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя 2, 23

Барченко Ф.Б., Захаров И.И.

Расчет рабочего процесса искрового свободнопоршневого двигателя двойного действия 3, 3

Васильев Д.А., Богословский М.А., Варулин П.А., Фурзиков В.В.

Разработка алгоритма коррекции смещенной по углу поворота коленчатого вала и давлению экспериментальной индикаторной диаграммы поршневого двигателя 3, 15

Гумеров И.Ф., Куликов А.С., Фардеев Л.И., Ханнанов М.Д., Бурлаков В.В., Кидрасова А.А.

Повышение эффективности охлаждения поршня за счет изменения конструкции форсунки 4, 24

Галиев И.Р.

Влияние характеристик турбулентности на скорость распространения и ширину пламени в двигателях внутреннего сгорания 4, 32

**Расчеты, конструирование, исследования
газотурбинных двигателей**

Месбах М., Грибин В.Г., Попов В.В.

Управление вторичными течениями в сопловой решетке осевой турбины с помощью вихрегенератора 3, 28

Системы и агрегаты двигателей

Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Николаев С.Е., Ахметжанова Э.У.

Влияние показателей топливоподачи на рабочий процесс дизеля при достижении давления впрыскивания 250 МПа 4, 42

**Системы автоматического управления
и регулирования, автоматизация
и диагностирование**

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Сапронов Д.П.

Применение методов машинного обучения при разработке динамической модели дизельного двигателя 1, 38

Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С., Кремнёв В.В., Медин Ф.А.

Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля 1, 51

Дойнов А.В., Косенко Г.И., Харитонов С.В.

Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя, обладающего возможностью отключения цилиндров 3, 44

Проблемы экологии

Литвинов П.В., Борисов В.А., Ведрученко В.Р., Грязнова З.Н.

Определение значений коэффициентов каталитической конверсии монооксида углерода и несгоревших углеводородов в модифицированном

малоразмерном двухтактном бензиновом двигателе **2**, 35

Лиханов В.А., Лопатин О.П.

Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах **2**, 54

Лиханов В.А., Козлов А.Н.

Моделирование сажевыделения в дизельном двигателе **3**, 51

Дударева Н.Ю., Ситдииков В.М.

Снижение токсичности отработавших газов двигателя внутреннего сгорания с помощью керамического покрытия на деталях камеры сгорания **3**, 61

Топливо и смазочные материалы, присадки

Путинцев С.В.

Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости **1**, 24

Грехов Л.В., Марков В.А., Неговора А.В., Габитов И.И.

Уравнения состояния для различных дизельных топлив **4**, 56

Альтернативные топлива

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А.

Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке **1**, 64

Марков В.А., Деяннин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А.

Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла **1**, 70

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В.

Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу **2**, 62

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шлёнов М.И.

Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей **2**, 84

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В.

Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему **3**, 71

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Валиуллина О.Е., Анисимов В.В., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шлёнов М.И.

Повышение эффективности работы дизельного двигателя путем замещения части моторного топлива этиловым спиртом **3**, 94

Бовэнь Са, Ин Лю, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В.

Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке **4**, 73

Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А.

Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме **4**, 88