

Двигателестроение

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ПИ № ФС77-83251 от 12 мая 2022 г. ISSN 0202-1633

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
press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.ru
<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 30.12.2025. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 12,50.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Раков В.А.**

Критерии оценки эффективности использования гибридных автомобилей 3

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Новиков М.С.**Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния
деталей цилиндропоршневой группы двигателей 16**Системы охлаждения двигателей****Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю.**

Покрывтия из природных материалов для системы охлаждения элементов ракетных двигателей 24

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование**Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Остроухов А.А.**Расчетные исследования дизельного двигателя с турбонаддувом и дополнительной подачей воздуха
в цилиндры в динамических режимах 33**Душкин П.В., Кремнев В.В., Ховренко С.С.**Методика формирования адаптаций топливоподачи для системы управления двигателем
с искровым зажиганием 55**Альтернативные топлива****Гумеров И.Ф.**

Экспериментальное исследование влияния формы камеры сгорания на показатели газового двигателя ... 63

Росляков А.Д., Гордеев И.П., Силюта А.Г., Плахов С.В., Пешков А.Б.Исследование температурного режима форсунки тепловозного дизеля при реализации
газодизельного цикла 74**Шамсутдинов Д.М., Кинёв С.А., Алабердин И.Р., Низамутдинов М.Х., Садриев А.Г.**Совершенствование процесса диагностирования автотракторных двигателей,
работающих на газомоторном топливе 86

Engines Construction

Certificate of registration of mass media PI No. FS77-83251 dated May 12, 2022. ISSN 0202-1633

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

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

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.ru

<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

Rakov V.A.

Criteria for assessing the efficiency of hybrid vehicles 3

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Zarenbin V.G., Novikov M.S.Calculation of heat exchange conditions in the piston ring zone when modeling the thermal state
of parts of the cylinder-piston group of engines 16

Системы охлаждения двигателей

Genbach A.A., Bondartsev D.Yu.

Coatings made from natural materials for rocket engine component cooling systems 24

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Ostroukhov A.A.Calculation studies of a diesel engine with turbocharging and additional air supply to the cylinders
in dynamic modes 33**Dushkin P.V., Kremnev V.V., Khovrenok S.S.**

Methodology for generating fuel delivery adaptations for a spark-ignition engine management system 55

Alternative Fuel

Gumerov I.F.

Experimental study of the combustion chamber shape influence on the gas engine performance 63

Roslyakov A.D., Gordeev I.P., Silyuta A.G., Plakhov S.V., Peshkov A.B.

Study of the temperature regime of a diesel locomotive injector during the gas-diesel cycle 74

Shamsutdinov D.M., Kinev S.A., Alaberdin I.R., Nizamutdinov M.Kh., Sadriev A.G.

Improving the diagnostic process for automotive and tractor engines powered by natural gas 86

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 629.3+656.13

Критерии оценки эффективности использования гибридных автомобилей

В.А. Раков

Вологодский государственный университет, Вологда, Российская Федерация

Criteria for assessing the efficiency of hybrid vehicles

V.A. Rakov

Vologda State University, Vologda, Russian Federation

Статья посвящена проблеме недостаточной проработки критериев и методов оценки эффективности эксплуатации гибридных автомобилей. Для априорной оценки расхода топлива в условиях, приближенных к эксплуатационным, предложено использовать теоретический метод моделирования, основанный на анализе потерь в цепочках передачи энергии в комбинированной энергоустановке и учитывающий ее тип и характеристики. В статье дано описание экспериментальных гибридных автомобиля и автобуса, задействованных в исследовании, приведены результаты оценки их топливной экономичности в условиях дорожных испытаний. Представлена методика экономического расчета, позволяющая оценить возможную экономическую выгоду от эксплуатации гибридных автомобилей для эксплуатирующих организаций в зависимости от предполагаемого среднегодового пробега и периода эксплуатации. Указаны границы условий, при которых эксплуатация гибридных автомобилей категорий M_1 , M_2 , M_3 и N_1 экономически оправдана. В качестве критериев эффективности гибридных автомобилей категорий M_1 и N_1 на государственном уровне рассмотрены расход топлива и выбросы углекислого газа при эксплуатации. Рекомендуется относить к эффективным гибридные автомобили, имеющие средний расход топлива по ГОСТ Р 59890–2021 6,4 л / 100 км и ниже или выбросы CO_2 меньше 150 г/км. В соответствии с ГОСТ Р 58554–2019 такие автомобили относятся к классам А, В, С, D и Е. При оценке эффективности гибридных автомобилей массой более 2610 кг целесообразно применять удельные показатели. Результаты расчета показывают, что удельный расход топлива автомобилей с комбинированными энергетическими установками не превышает 280 г/(кВт · ч). Энергетический КПД при движении по испытательному циклу WHTC таких автомобилей должен превышать 22 %. Представленный в статье комплексный подход расширяет представление о критериях оценки эффективности гибридных автомобилей в зависимости от условий эксплуатации и характеристик комбинированной энергоустановки.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, комбинированные энергоустановки, критерии эффективности, топливная экономичность, энергоэффективность, экологические выбросы

This article addresses the issue of insufficient development of criteria and methods for evaluating the operational efficiency of hybrid vehicles. For an a priori estimate of fuel consumption close to operating conditions, a theoretical modeling method based on an analysis of losses in the energy transmission chains of a combined-cycle power plant, taking into account its type and characteristics, is proposed. A description of the experimental hybrid car and bus used in the study is provided, along with the results of an assessment of their fuel efficiency under road testing conditions. A methodology for economic calculation is presented, allowing for the assessment of the potential economic benefit of operating hybrid vehicles for operating organizations, depending on the expected average annual mileage and period of operation. The boundaries of conditions under which the operation of hybrid vehicles of categories M_1 , M_2 , M_3 , and N_1 is economically justified are provided. Fuel consumption and carbon dioxide emissions during operation are considered as performance criteria for hybrid vehicles of categories M_1 and N_1 at the state level. It is recommended to classify hybrid vehicles as efficient if they have an average fuel

consumption of 6.4 l/100 km or less, according to State Standard R 59890–2021, or CO₂ emissions of less than 150 g/km. According to State Standard R 58554–2019, such vehicles belong to classes A, B, C, D, and E. When assessing the efficiency of hybrid vehicles weighing over 2610 kg, it is advisable to use specific indicators. Calculation results show that vehicles with a combined power plant (CPP) have a specific fuel consumption of no more than 280 g/(kW · h). The energy efficiency when driving on the WHTC test cycle for such vehicles should be greater than 22 %. The integrated approach presented in this article expands the understanding of the criteria for assessing the efficiency of hybrid vehicles, depending on operating conditions and the characteristics of the combined power plant.

Keywords: hybrid vehicle, combined power plants, performance criteria, fuel efficiency, energy efficiency, environmental emissions

Введение

Гибридные автомобили приобретают все бóльшую популярность как в России, так и во всем мире. Благодаря возможности сочетания преимуществ двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и электрического привода они вписываются в тенденцию обеспечения экологической безопасности автотранспорта. Что важно, они не ограничены условием пробега на одном заряде, как электромобили [1, 2]. В то же время гибридные автомобили оснащены ДВС, потребляющим органическое топливо, что однозначно не позволяет относить их к экологически безопасному транспорту, как, например, электромобили или автомобили на водородном топливе. И каким бы ни был экономичным и эффективным гибридный автомобиль, на сегодняшний день его относят к остальным автомобилям с ДВС. А наличие нескольких двигателей в комбинированной энергоустановке (КЭУ), имеющей различные схемы передачи энергии на ведущие колеса, создает сложности и противоречия в определении мощности для целей налогообложения [3].

Более высокая цена гибридного автомобиля и непонимание надежности высоковольтной батареи вызывают вопросы у эксплуатирующих организаций. Известны научные работы, посвященные оценке энергоэффективности гибридных автомобилей с точки зрения топливной экономичности. Так, К.М. Сидоров рассматривал энергоэффективность на примере отдельного автомобиля [4], О.Н. Дидманидзе [5], С.В. Гусakov [6], В.А. Марков [7] исследовали динамические качества гибридных автомобилей. В статье А.В. Шабанова рассмотрена энергоэффективность гибридных автомобилей в условиях испытания на полигоне [8]. В работах И.В. Стародубцевой [9], С.А. Горожанкина [10], Ю.В. Трофимен-

ко [11] исследованы тягово-скоростные и энергетические характеристики КЭУ гибридных автомобилей. Исследователи из Германии принимали в качестве критерия эффективности отношение пробега на бензине к пробегу на электрическом заряде [12].

Существующая нормативная база для определения расхода топлива разных по типу гибридных автомобилей несовершенна и зачастую вводит в заблуждение. Рекомендуемый расход топлива, указываемый заводом-изготовителем, и реальный расход могут различаться в разы [13]. В этих условиях априорно оценить топливную экономичность становится трудно, что усложняет и оценку будущей эффективности.

Неопределенность в оценке эффективности гибридных автомобилей для отнесения их к экологически чистым существует не только в России, но и в других странах. В Южной Корее и Китае к эффективным отнесены все подзаряжаемые гибриды с выбросами CO₂ менее 150 г/км. С 2025 г. в Германии эффективный гибридный автомобиль должен проезжать на электрической энергии не меньше 80 км. В Японии существует другая концепция: законодательно стимулируются не те, которые возят с собой большой аккумулятор, а те, которые экономят органическое топливо. В Австралии также придерживаются стимулирования эксплуатации всех гибридных автомобилей с выбросами CO₂ менее 150 г/км. В Белоруссии действуют льготы на все гибридные автомобили.

Многообразие КЭУ, неоднозначность подходов к оценке топливной экономичности разных гибридных автомобилей для заданных условий эксплуатации не позволяет применять существующие критерии оценки для обоснования их эффективных свойств, а проведение испытаний всех существующих типов затруднительно. Нужны новые решения.

Предлагаемые подходы

В статье предложено использовать методы теоретического расчета топливной экономичности в зависимости от заданного цикла движения, типа и характеристик КЭУ [14–16], а также связать критерии с существующими стандартами по энергоэффективности.

Метод моделирования разработан на основе комплекса теоретических и экспериментальных исследований. В основе метода лежат методики тягово-мощностного и энергетического расчетов [17]. При энергетическом расчете КЭУ гибридного автомобиля представляется как система цепочек передачи энергии от ДВС на ведущие колеса (К), через электрические двигатели (М/Г1, М/Г2), редуктор (Р), инвертор (Ин.), тяговый накопитель энергии (ТНЭ). В зависимости от выбранной типовой схемы энергоустановки, характеристик ТНЭ и электропривода определяются потери при передаче энергии и расход топлива.

Учитываются особенности передачи энергии в каждой схеме. В процессе расчета вычисляются количество энергии в накопителе, мощность электрических двигателей и ДВС, расход топлива, выбросы CO_2 , а также мощность на ведущих колесах в каждый момент времени.

Исходя из принципа распределения энергии, вся мощность ДВС передается на движитель — ведущие колеса по четырем цепочкам, показанным на рис. 1.

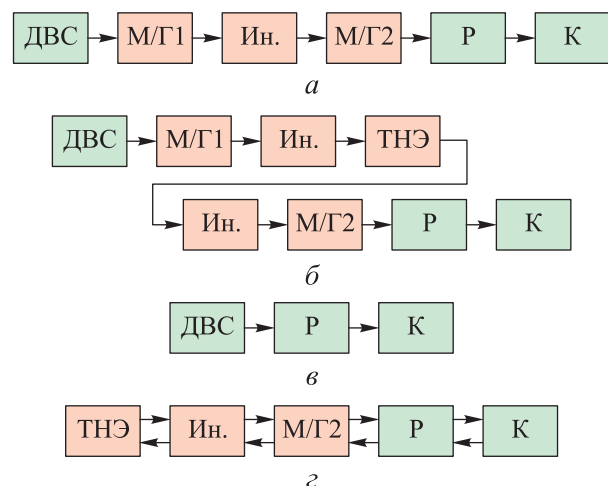


Рис. 1. Схема цепочек передачи энергии от ДВС на ведущие колеса:

а — электрическая цепочка передачи энергии; б — цепочка передачи энергии через ТНЭ; в — механическая цепочка передачи энергии; г — цепочка передачи энергии при рекуперации

Уравнение передачи энергии в КЭУ в общем виде можно записать как

$$N_{\text{ДВС}} = \frac{N_{\text{ср.пол}}}{K\eta_{\text{п}}} - N_{\text{т.ср}}\eta_{\text{р}} =$$

$$= \frac{N_{\text{пр.ср}} + N_{\text{ТНЭ.ср}}}{K\eta_{\text{п}}} - N_{\text{т.ср}}\eta_{\text{р}};$$

$$N_{\text{ДВС}} = N_1 + N_2 + N_3 - N_4,$$

где $N_{\text{ДВС}}$ — мощность, развиваемая ДВС, кВт; $N_{\text{ср.пол}}$, $N_{\text{т.ср}}$ — средняя положительная и средняя отрицательная мощности за испытание; $N_{\text{пр.ср}}$, $N_{\text{ТНЭ.ср}}$ — мощность, передаваемая по прямой электрической цепочке и через тяговый накопитель энергии соответственно; K — коэффициент запаса ДВС по мощности; $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{р}}$ — КПД электропривода и рекуперации.

Мощность, передаваемая по электрической цепочке с учетом потерь в приводе:

$$N_1 = \frac{(1 - U_{\text{т}})(N_{\text{пр.ср}} - N_{\text{ТНЭ.ср}})}{K\eta_{\text{г}}\eta_{\text{пр}}\eta_{\text{э}}\eta_{\text{тр}}},$$

где $U_{\text{т}}$ — доля энергии в трансмиссии, передаваемая на ведущие колеса механическим путем; $\eta_{\text{г}}$ — КПД генератора; $\eta_{\text{пр}}$ — КПД преобразователя; $\eta_{\text{э}}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии.

Мощность, передаваемая через тяговый накопитель энергии, с учетом потерь в цепочке привода составляет

$$N_2 = \frac{N_{\text{ТНЭ.ср}}}{K\eta_{\text{г}}\eta_{\text{пр}}\eta_{\text{ТНЭ}}\eta_{\text{э}}\eta_{\text{тр}}},$$

где $\eta_{\text{ТНЭ}}$ — КПД тягового накопителя энергии.

Механическим путем энергия передается в схемах КЭУ параллельного и смешанного типа. С учетом потерь в цепочке мощность N_3 будет определяться по формуле

$$N_3 = \frac{U_{\text{т}}(N_{\text{пр.ср}} - N_{\text{ТНЭ.ср}})}{\eta_{\text{тр}}}.$$

Часть энергии торможения, переданная от колес, возвратится в ТНЭ, после чего повторно расходуется на движение.

Мощность, дополнительно получаемую за счет рекуперации энергии, находят по средней мощности торможения на колесах:

$$N_4 = N_{\text{т.ср}}\eta_{\text{р}}\eta_{\text{пр}}.$$

КПД рекуперации задают на основе исследований проведенных в условиях дорожных испытаний [18, 19].

Результаты расчета мощностного баланса после обработки данных показывают долю мощности, приходящуюся на ТНЭ, рекуперацию и прямую передачу на тяговый электродвигатель (рис. 2).

Результаты расчета выбросов CO_2 автомобилей с различными типами энергоустановок показаны на рис. 3.

Помимо расчета основных характеристик разных типов КЭУ приведенный метод моделирования позволяет оценить влияние на них емкости тягового накопителя энергии и других компонентов энергоустановки [21].

На метод расчета в виде программы КЭУ-АВТО получено свидетельство о государственной регистрации [22].

Исследования топливной экономичности в дорожных условиях

Результаты исследований ранее были использованы при расчете параметров КЭУ последовательного типа с конденсаторным высоковольтным накопителем энергии (рис. 4). В качестве первичного источника энергии в опытном образце гибридного автобуса использован дизельный двигатель Cummins C70 D5, в качестве тягового электропривода выбран электродвигатель с инвертором от троллейбуса.

Результаты испытаний подтвердили теоретические расчеты, но при этом показали недостаток емкости используемого конденсаторного накопителя энергии КЭУ, что приводило к необходимости постоянного задействования ДВС, в том числе в неэффективных режимах.

Полученный задел реализован при разработке КЭУ последовательного типа категории M_1 , которая была изготовлена и прошла испытания в автомобиле ВАЗ-1118 (рис. 5, 6).

Первоисточником энергии в энергоустановке служит дизельный одноцилиндровый четырехтактный двигатель, работающий в постоянном нагрузочном режиме. Движение автомобиля обеспечивает тяговый электрический привод, состоящий из асинхронного электродвигателя и инвертора. Система накопления энергии состоит из сверхвысокоемких конденсаторов. Характеристики элементов КЭУ подобраны с учетом обеспечения максимальной топливной экономичности.

Испытания экспериментального гибридного автомобиля проведены в режиме эксплуатации, в том числе приближенном к низкоскоростной части испытательного цикла ВЦИМГ [20]. Измерение расхода топлива осуществлялось с помощью электронного расходомера EUROSENS PN100 объемного типа, зарегистрированного в Российском реестре средств измерения. По результатам проведенных испытаний можно отметить следующее:

- расход топлива в процессе испытаний составил 5,5 л / 100 км, что на 35 % меньше, чем у ВАЗ-1118 с ДВС в таких же условиях;

- при максимальной мощности ДВС 7,4 кВт сохраняется баланс потребления и выработки энергии при движении в городском режиме со средней скоростью до 42 км/ч, что соответствует результатам мощностного и энергетического расчета;

- динамические свойства автомобиля ВАЗ-1118 с КЭУ, несмотря на ДВС малой мощности, не ухудшились и позволяют ускоряться без изменения передаточных чисел трансмиссии;

- емкость системы накопителя энергии позволяет автомобилю перемещаться с выключенным ДВС на расстояние до 500 м.

Таким образом, жесткая стабилизация скоростного и нагрузочного режима позволяет ДВС КЭУ работать в постоянном нагрузочном режиме (рис. 7) с минимальным удельным расходом топлива, а система накопления энергии компенсирует недостаток мощности при пиковых нагрузках. При сохранении баланса расхода и поступления энергии это позволяет длительное время передвигаться в городском режиме движения.

Результаты экспериментальных исследований были использованы для проверки теоретического метода расчета расхода топлива КЭУ.

Обоснование экономической эффективности эксплуатации гибридных автомобилей с разными типами КЭУ в зависимости от годового пробега и периода эксплуатации

На основании комплекса разработанных методик, образующих единую методологию, спрогнозирована эффективность эксплуатации гибридных автомобилей в рублях на километр пути. Исходными данными прогнозирования служат стоимость базового и гибридного автомобилей, среднегодовой пробег, цикл движения

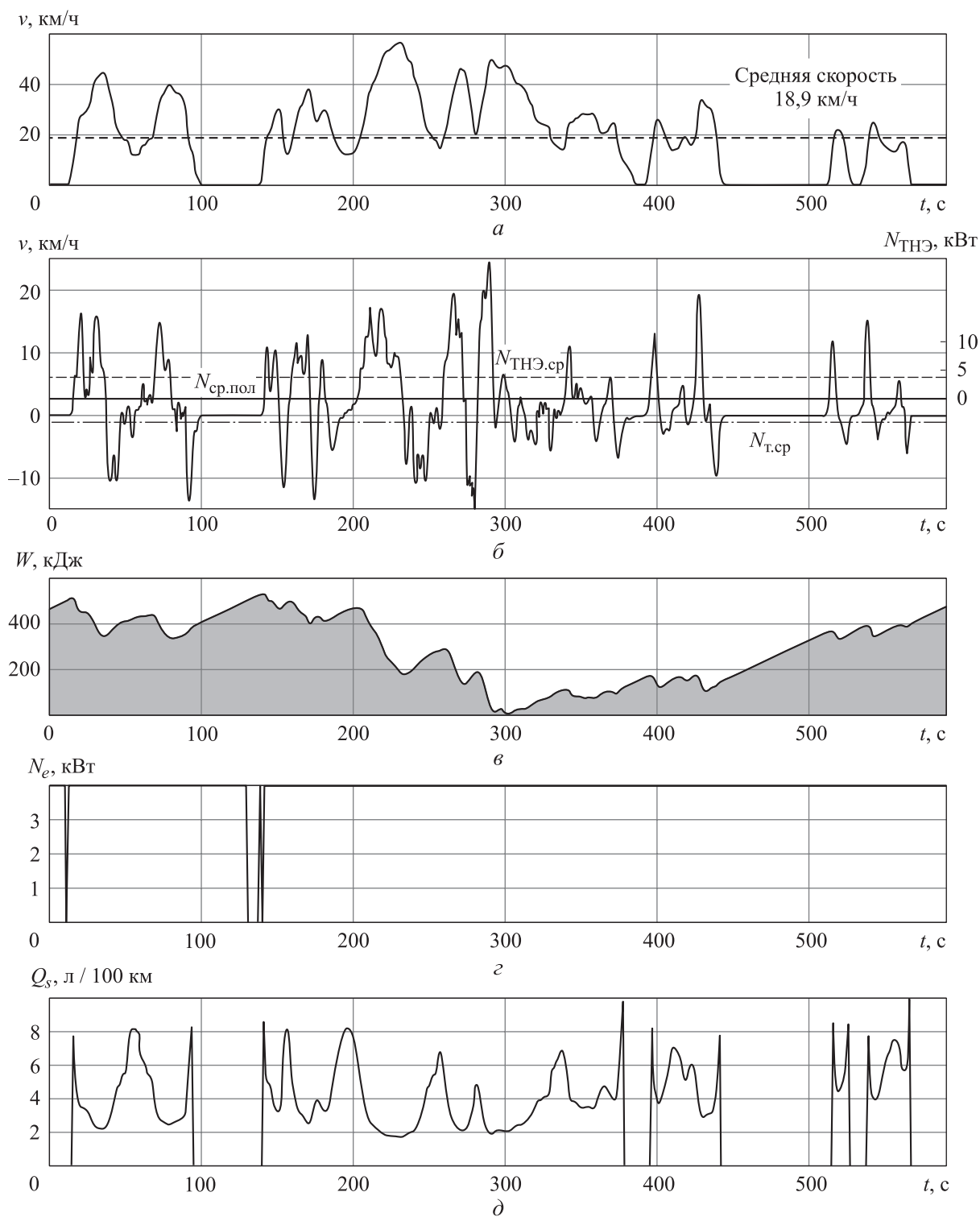


Рис. 2. Результаты расчета мощностного баланса:

a — изменение скорости при движении по низкоскоростному участку цикла ВЦИМГ*; $б$ — изменение мощности на ведущих колесах; $в$ — изменение энергии в ТНЭ; $г$ — изменение мощности на коленчатом валу ДВС; $д$ — изменение приведенного расхода топлива

*ВЦИМГ — Всемирно согласованный цикл испытаний транспортных средств малой грузоподъемности.

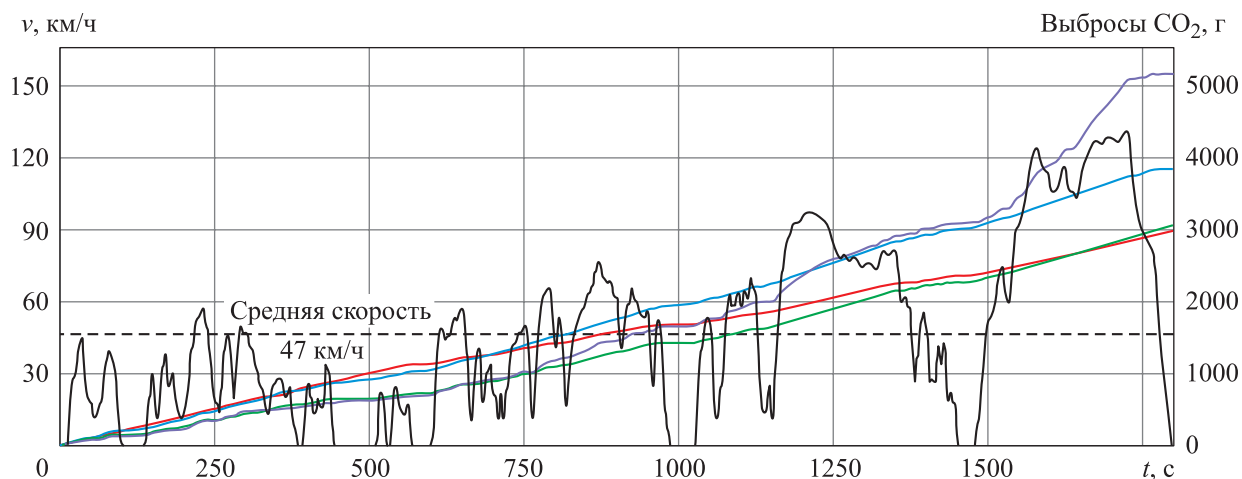


Рис. 3. Совмещенный график цикла движения ВЦИМГ [20], результатов моделирования расхода топлива и выбросов CO_2 автомобилей с различными типами энергоустановок:
 — последовательная КЭУ (расход топлива 5,26 л / 100 км, выбросы CO_2 124 г/км); — параллельная КЭУ (6,05 л / 100 км, 142,6 г/км); — смешанная КЭУ (4,74 л / 100 км, 110 г/км); — последовательная КЭУ (8,6 л / 100 км, 193 г/км)



Рис. 4. Опытный образец автобуса с КЭУ «Транс-Альфа» на испытаниях, г. Вологда

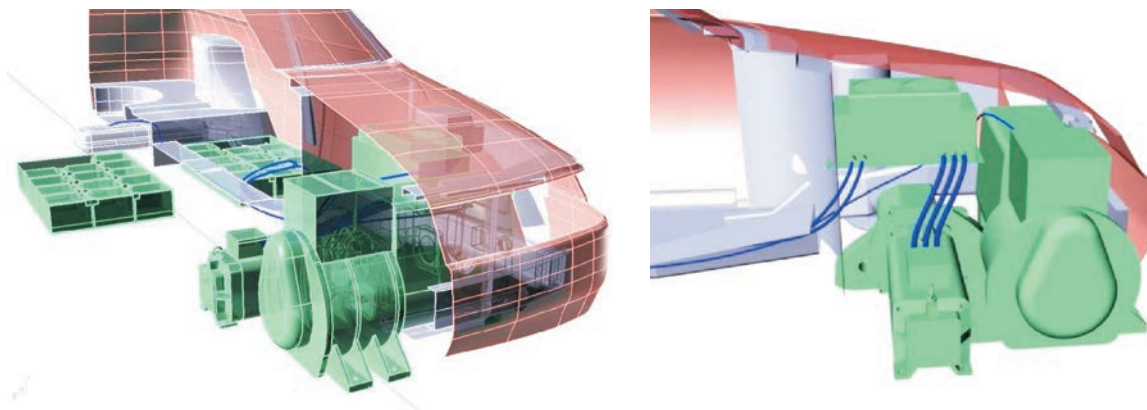


Рис. 5. 3D-модель компоновки основных элементов автомобиля с экспериментальной КЭУ



Рис. 6. Подкапотное пространство автомобиля на базе ВАЗ-1118 с экспериментальной КЭУ

автомобилей, их масса и другие технические характеристики. Расход топлива при движении по заданному циклу определяется моделированием с помощью ранее описанного метода.

Результаты прогнозирования экономической эффективности эксплуатации гибридных автомобилей категорий M_1 , M_2 , M_3 , N_1 при движении по испытательному циклу ВЦИМГ [20] представлены в табл. 1.

Эксплуатация автомобилей категории M_1 с КЭУ смешанного типа, работающих в таксомоторном предприятии, при ежегодном пробеге 50 тыс. км выгоднее после первого года эксплуатации, с КЭУ (48 В) параллельного типа — с третьего года эксплуатации (150 тыс. км).

Эксплуатация гибридных автобусов с КЭУ последовательного типа, работающих в качестве маршрутных транспортных средств в автотранспортном предприятии, при ежегодном пробеге 50 тыс. км будет выгоднее через 4 года (200 тыс. км).

Эксплуатация автомобилей категории N_1 с КЭУ параллельного типа при ежегодном пробеге 40 тыс. км будет экономически выгоднее начиная с третьего года эксплуатации (120 тыс. км).

Оценка энергоэффективности и экологической безопасности гибридных автомобилей

Энергоэффективность и экологическую безопасность гибридных автомобилей категорий M_1 и N_1 массой до 2610 кг предлагается оценивать на основе показателей, приведенных в ГОСТ [23]. На рис. 8 классы энергоэффективности отображены в виде диаграммы с указанием положения автомобилей, оснащенных ДВС и КЭУ.

В соответствии с распоряжением Министерства транспорта РФ от 14 марта 2008 г. № АМ-23-р с дополнениями 2009–2024 гг., выпускаемые в России автомобили категорий M_1 и N_1 , имеющие в качестве единственного источника энергии ДВС, не могут обеспечить выбросы CO_2 менее 150 г/км (при расходе топлива 6,4 л / 100 км). Экспериментальные исследования и теоретические расчеты показали, что гибридные автомобили при измерениях по ГОСТ [20] и даже в реальной эксплуатации могут соответствовать этим требованиям.

Таким образом, гибридные автомобили, имеющие выбросы CO_2 менее 150 г/км, соответствующие классам энергоэффективности А–Е (по ГОСТ [23]), можно относить к энергоэффективным.

Обоснование эффективности гибридных автомобилей на основе удельных показателей

При оценке эффективности КЭУ автомобилей массой более 2610 кг целесообразно использовать удельные показатели на единицу мощности, как это рекомендовано Правилами ЕЭК ООН № 49. Мощность при испытании определяют теоретическими зависимостями тягово-мощностного расчета. Расход топлива гибридного автомобиля при движении по заданному циклу вычисляют по методике, реализованной в программе КЭУ-АВТО. Рассчитанное значение удельного расхода топлива на единицу мощности автомобиля при движении по заданному

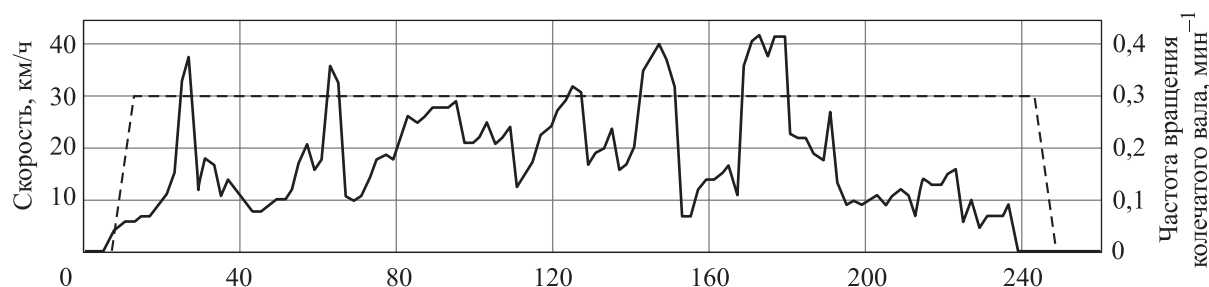


Рис. 7. Стабилизация скоростного режима ДВС КЭУ

Таблица 1. Результаты прогнозирования экономической эффективности эксплуатации гибридных автомобилей по категориям M_1 , M_2 , M_3 , N_1

Годовой пробег, тыс. км	Общий пробег / годы эксплуатации, руб./км									
M_1 с параллельной схемой КЭУ										
10	10/1	20/2	30/3	40/4	50/5	60/6	70/7	80/8	90/9	100/10
	-9,9	-7,1	-4,9	-3,7	-2,8	-2,2	-1,6	-1,1	-0,7	-0,4
20	20/1	40/2	60/3	80/4	100/5	120/6	140/7	160/8	180/9	200/10
	-3,4	-2,0	-0,9	-0,3	0,1	0,4	0,7	1,0	1,2	1,4
30	30/1	60/2	90/3	120/4	150/5	180/6	210/7	240/8	270/9	300/10
	-1,3	-0,3	0,4	0,8	1,1	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9
40	40/1	80/2	120/3	160/4	200/5	240/6	280/7	320/8	360/9	400/10
	-0,2	0,5	1,1	1,4	1,6	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
50	50/1	100/2	150/3	200/4	250/5	300/6	350/7	400/8	450/9	500/10
	0,5	1,0	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4
60	60/1	120/2	180/3	240/4	300/5	360/6	420/7	480/8	540/9	600/10
	0,9	1,4	1,7	1,9	2,1	2,2	2,3	2,4	2,4	2,5
70	70/1	140/2	210/3	280/4	350/5	420/6	490/7	560/8	630/9	700/10
	1,2	1,6	1,9	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6
M_2 с последовательной схемой КЭУ										
10	10/1	20/2	30/3	40/4	50/5	60/6	70/7	80/8	90/9	100/10
	-18,0	-13,6	-10,2	-8,2	-6,8	-5,8	-4,9	-4,1	-3,4	-2,8
20	20/1	40/2	60/3	80/4	100/5	120/6	140/7	160/8	180/9	200/10
	-7,7	-5,5	-3,8	-2,8	-2,1	-1,6	-1,1	-0,8	-0,4	-0,1
30	30/1	60/2	90/3	120/4	150/5	180/6	210/7	240/8	270/9	300/10
	-4,3	-2,8	-1,7	-1,0	-0,5	-0,2	0,1	0,4	0,6	0,8
40	40/1	80/2	120/3	160/4	200/5	240/6	280/7	320/8	360/9	400/10
	-2,6	-1,5	-0,6	-0,1	0,2	0,5	0,7	0,9	1,0	1,2
50	50/1	100/2	150/3	200/4	250/5	300/6	350/7	400/8	450/9	500/10
	-1,5	-0,6	0,0	0,4	0,7	0,9	1,1	1,3	1,4	1,5
60	60/1	120/2	180/3	240/4	300/5	360/6	420/7	480/8	540/9	600/10
	-0,8	-0,1	0,5	0,8	1,0	1,2	1,3	1,5	1,6	1,7
70	70/1	140/2	210/3	280/4	350/5	420/6	490/7	560/8	630/9	700/10
	-0,4	0,3	0,8	1,1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
M_3 с последовательной схемой КЭУ										
10	10/1	20/2	30/3	40/4	50/5	60/6	70/7	80/8	90/9	100/10
	-34,3	-25,5	-18,5	-14,5	-11,9	-9,8	-8,0	-6,4	-5,1	-3,9
20	20/1	40/2	60/3	80/4	100/5	120/6	140/7	160/8	180/9	200/10
	-13,7	-9,2	-5,8	-3,8	-2,4	-1,4	-0,5	0,3	0,9	1,5
30	30/1	60/2	90/3	120/4	150/5	180/6	210/7	240/8	270/9	300/10
	-6,8	-3,8	-1,5	-0,2	0,7	1,4	2,0	2,5	2,9	3,3
40	40/1	80/2	120/3	160/4	200/5	240/6	280/7	320/8	360/9	400/10
	-3,4	-1,1	0,6	1,6	2,3	2,8	3,2	3,6	3,9	4,2
50	50/1	100/2	150/3	200/4	250/5	300/6	350/7	400/8	450/9	500/10
	-1,3	0,5	1,9	2,7	3,2	3,6	4,0	4,3	4,5	4,8
60	60/1	120/2	180/3	240/4	300/5	360/6	420/7	480/8	540/9	600/10
	0,1	1,6	2,7	3,4	3,8	4,2	4,5	4,7	5,0	5,1

Окончание табл. 1

Годовой пробег, тыс. км	Общий пробег / годы эксплуатации, руб./км									
70	70/1	140/2	210/3	280/4	350/5	420/6	490/7	560/8	630/9	700/10
	1,1	2,3	3,3	3,9	4,3	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4
N_1 с параллельной схемой КЭУ										
10	10/1	20/2	30/3	40/4	50/5	60/6	70/7	80/8	90/9	100/10
	-34,3	-25,5	-18,5	-14,5	-11,9	-9,8	-8,0	-6,4	-5,1	-3,9
20	20/1	40/2	60/3	80/4	100/5	120/6	140/7	160/8	180/9	200/10
	-13,7	-9,2	-5,8	-3,8	-2,4	-1,4	-0,5	0,3	0,9	1,5
30	30/1	60/2	90/3	120/4	150/5	180/6	210/7	240/8	270/9	300/10
	-6,8	-3,8	-1,5	-0,2	0,7	1,4	2,0	2,5	2,9	3,3
40	40/1	80/2	120/3	160/4	200/5	240/6	280/7	320/8	360/9	400/10
	-3,4	-1,1	0,6	1,6	2,3	2,8	3,2	3,6	3,9	4,2
50	50/1	100/2	150/3	200/4	250/5	300/6	350/7	400/8	450/9	500/10
	-1,3	0,5	1,9	2,7	3,2	3,6	4,0	4,3	4,5	4,8
60	60/1	120/2	180/3	240/4	300/5	360/6	420/7	480/8	540/9	600/10
	0,1	1,6	2,7	3,4	3,8	4,2	4,5	4,7	5,0	5,1
70	70/1	140/2	210/3	280/4	350/5	420/6	490/7	560/8	630/9	700/10
	1,1	2,3	3,3	3,9	4,3	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4

Примечание. Серым цветом выделены зоны с положительной экономической эффективностью.

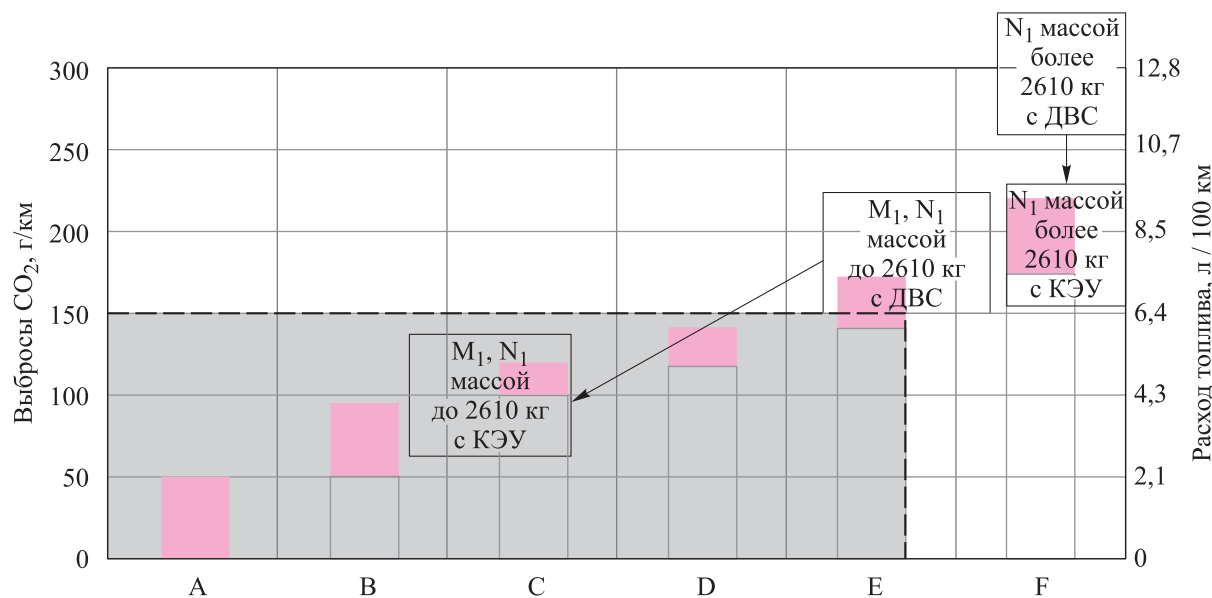


Рис. 8. Энергоэффективность гибридных автомобилей категорий M₁ и N₁ в соответствии с ГОСТ [23]: A — от 0 до 50 г/км; B — от 51 до 95 г/км; C — от 96 до 120 г/км; D — от 121 до 140 г/км; E — от 141 до 170 г/км; F — от 171 до 220 г/км, класс G на диаграмме условно не показан; серым цветом и штриховой линией выделены классы энергоэффективных гибридных автомобилей

Таблица 2. Результаты прогнозирования эффективности автомобилей с разными типами энергоустановок по удельным показателям

Тип ЭУ	Масса автомобиля*, кг	Q_s , л / 100 км	g_e , г/(кВт · ч)	η_s , %
Категория M_2 (автобус ГАЗель Next)				
КЭУ с последовательной схемой	3500	12,3	274	22,3
КЭУ с параллельной схемой		12,6	282	21,6
КЭУ со смешанной схемой		10,6	236	25,9
ДВС		17,1	382	16,0
Категория M_3 (ЛИАЗ-4292)				
КЭУ с последовательной схемой	11000	33,9	273	23,1
КЭУ с параллельной схемой		32,8	264	23,8
КЭУ со смешанной схемой		29,5	237	26,5
ДВС		45,5	366	17,2
Категория N_1 (ГАЗель Next)				
КЭУ с последовательной схемой	3000	11,2	235	30
КЭУ с параллельной схемой		10,8	226	31
КЭУ со смешанной схемой		9,2	192	35,7
ДВС		14,4	301	23,4
* При загрузке 50 % от максимальной.				

циклу характеризует эффективность его энергоустановки (g_e).

Второй удельный критерий — энергетический КПД (η_s). В отличие от механического КПД он учитывает эффективность работы не только энергоустановки, но и всего гибридного автомобиля. В общем виде энергетический КПД находят как отношение полезной работы, совершаемой гибридным автомобилем ($W_{пол}$), к общим затратам энергии ($W_{общ}$) за весь цикл испытаний. Данный критерий также учитывает эффективность КЭУ в составе автомобиля.

Результаты прогнозирования удельных показателей автомобилей категорий M_2 , M_3 , N_1 с разными типами энергоустановок при движении по испытательному циклу WHTC* представлены в табл. 2 [20].

*Всемирно согласованный цикл испытаний транспортных средств.

Результаты расчета показывают, что автомобили с КЭУ могут иметь удельный расход топлива ниже 280 г/(кВт · ч). Аналогичный автомобиль с ДВС имеет удельный расход топлива более 300 г/(кВт · ч). Таким образом, на основе полученных результатов оценки можно считать автомобили с КЭУ эффективными, если они имеют удельный расход топлива ниже 280 г/(кВт · ч). Исходя из анализа результатов оценки рекомендуется относить гибридные автомобили категорий M_2 , M_3 , N_1 к эффективным, если их энергетический КПД при испытании по заданному циклу превышает 22 %.

Разработанные критерии соответствуют целям развития автомобильного транспорта страны и, как показывает сравнение, не уступают по степени проработки и объективности общемировым критериям эффективности.

Литература

- [1] Pells H., Denton T. *Electric and hybrid vehicles*. New York, Routledge, 2024, 260 p.
- [2] Раков В.А., Трушин Н.Н., Капустин А.А. Закономерности и перспективы совершенствования энергоустановок автомобилей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2022, № 2 (86), с. 64–70.
- [3] Раков В.А. Определение 30-минутной мощности комбинированной энергоустановки гибридных автомобилей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 1 (97), с. 69–76.
- [4] Сидоров К.М. *Энергетическая и топливная эффективность автомобилей с гибридной силовой установкой*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ, 2010, 24 с.
- [5] Дидманидзе О.Н., Асадов Д.Г., Иванов С.А. *Основы проектирования комбинированных энергоустановок*. Москва, Автограф, 2020, 130 с.
- [6] Гусаков С.В., Марков В.А., Афанасьева И.В. Улучшение эксплуатационных показателей транспортных средств при использовании гибридных силовых установок. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 2, с. 32–41.
- [7] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н. и др. Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2 (767), с. 70–86.
- [8] Шабанов А.В., Ванин В.К., Есаков А.Е. Энергосберегающие технологии и энергоэффективность автотранспортных энергоустановок. *Известия МГТУ МАМИ*, 2021, т. 15, № 4, с. 83–91.
- [9] Стародубцева И.В., Дидманидзе О.Н. Исследование тягово-энергетических характеристик гибридной силовой установки автобуса. *Грузовик*, 2017, № 2, с. 7–11.
- [10] Горожанкин С.А., Савенков Н.В., Золотарев О.О. Исследование энергетической эффективности рабочего процесса гибридной силовой установки автомобиля при установившемся движении. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2024, № 2 (145), с. 90–101.
- [11] Трофименко Ю.В., Шелмаков С.В., Деянов Д.А. Расчетная оценка энергопотребления автотранспортного средства с гибридной энергоустановкой. *Проектирование автомобильных дорог. 80-я Междунар. науч.-метод. и науч.-исслед. конф.: сб. докл.* Москва, А-проджект, 2022, с. 280–292.
- [12] Plötz P., Gnann T., Sprei F. Can policy measures foster plug-in electric vehicle market diffusion. *World electric vehicle journal*, 2016, vol. 8, no. 4, pp. 789–797. <https://doi.org/10.3390/wevj8040789>
- [13] Капустин А.А., Раков В.А., Капустин А.А. Альтернативная эффективность гибридных автомобилей. *АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2017, № 2, с. 68–72.
- [14] Kapustin A., Rakov V. Methodology to evaluate the impact of hybrid cars engine type on their economic efficiency and environmental safety. *Transportation Research Procedia. Organization and Traffic Safety Management in Large Cities 12th International Conference*. Saint-Petersburg, Elsevier B.V., 2017, vol. 20, pp. 247–253. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.057>
- [15] Rakov V., Akhmetov T., Capustin A., Vostrov A. Determination of the required power for bus hybrid engine. *Paper presented at the E3S Web of Conferences*, 2020, vol. 178. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801076>
- [16] Rakov V., Ivanov V.N., Karpov Y.G., Melehin V.F., Izmailov R.A., Yun V.K., Zaripova D.A. Method for determining the basic energy characteristics of elements of a hybrid car engine. *Paper presented at the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, vol. 337 (1). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/337/1/012066>
- [17] Раков В.А. *Оценка эксплуатационных свойств автомобилей с комбинированными энергетическими установками*. Вологда, Вологодский государственный университет, 2020, 240 с.
- [18] Karelina M.Y., Didmanidze O.N., Rakov V.A. Methodological approaches to estimation of the braking energy recovery properties. *Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2021, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/IEEECONF51389.2021.9416078>
- [19] Раков В.А. Исследование характеристик рекуперативного торможения автотранспортных средств. *АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 5, с. 220–224.
- [20] ГОСТ Р 59890–2021. *Автомобильные транспортные средства. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Технические требования и методы испытаний на базе всемирной согласованной процедуры испытания транспортных средств малой грузоподъемности и испытаний в реальных условиях эксплуатации*. Техэксперт информационно-справочная система, Консорциум «Кодекс». URL: <https://informproekt.ru/docs/1200181950/> (дата обращения 27.07.2025).
- [21] Раков В.А. Методика оценки влияния емкости накопителя энергии комбинированной энергоустановки автомобиля на его топливную экономичность. *Грузовик*, 2022, № 11, с. 8–13.

- [22] Раков В.А. КЭУ-АВТО. Программа для расчета расхода топлива гибридными автомобилями по заданному циклу движения. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № RU 2023666519, 2023.
- [23] ГОСТ Р 58554–2019. Автомобильные транспортные средства. Показатели энергоэффективности и экологии. Способы информирования потребителей. Москва, Стандартинформ, 2019, 8 с.

References

- [1] Pells H., Denton T. *Electric and Hybrid Vehicles*. New York, Routledge, 2024, 260 p.
- [2] Rakov V.A., Trushin N.N., Kapustin A.A. Patterns and prospects for improving vehicle power plants. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2022, no. 2 (86), pp. 64–70. (In Russ.).
- [3] Rakov V.A. Determining the 30-minute power of a combined power plant of hybrid vehicles. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2024, no. 1 (97), pp. 69–76. (In Russ.).
- [4] Sidorov K.M. *Energeticheskaya i toplivnaya effektivnost' avtomobiley s gibridnoy silovoy ustanovkoy* [Energy and Fuel Efficiency of Vehicles with a Hybrid Power Plant]. Abs. Diss. Ph. D. Moscow, MADI Publ., 2010, 24 p. (In Russ.).
- [5] Didmanidze O.N., Asadov D.G., Ivanov S.A. *Osnovy proyektirovaniya kombinirovannykh energoustanovok* [Basics of Designing Combined Power Plants]. Moscow, Avtograf Publ., 2020, 130 p. (In Russ.).
- [6] Gusakov S.V., Markov V.A., Afanas'yeva I.V. Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2012, no. 2, pp. 32–41. (In Russ.).
- [7] Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N. et al. Raschetnyye issledovaniya dinamicheskikh kachestv kombinirovannoy silovoy ustanovki s porshnevym dvigatelem. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 2 (767), pp. 70–86. (In Russ.).
- [8] Shabanov A.V., Vanin V.K., Yesakov A.Ye. Energy saving technologies and energy efficiency of motor transport power plants. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2021, vol. 15, no. 4, pp. 83–91. (In Russ.).
- [9] Starodubtseva I.V., Didmanidze O.N. The study of the traction-power characteristics hybrid power system of the bus. *Gruzovik*, 2017, no. 2, pp. 7–11. (In Russ.).
- [10] Gorozhankin S.A., Savenkov N.V., Zolotarev O.O. Study of energy efficiency of hybrid vehicle powertrain operating process during steady motion. *Trudy NGTU im. R.Ye. Alekseyeva*, 2024, no. 2 (145), pp. 90–101. (In Russ.).
- [11] Trofimenko Yu.V., Shelmakov S.V., Deyanov D.A. Estimated energy consumption of a hybrid vehicle. *Proyektirovaniye avtomobil'nykh dorog. 80-ya Mezhdunar. nauch.-metod. i nauch.-issled. konf.: sb. dokl.* [Highway Design. 80th International Scientific, Methodological, and Research Conference: Proceedings]. Moscow, A-project Publ., 2022, pp. 280–292. (In Russ.).
- [12] Plötz P., Gnann T., Sprei F. Can policy measures foster plug-in electric vehicle market diffusion. *World electric vehicle journal*, 2016, vol. 8, no. 4, pp. 789–797. <https://doi.org/10.3390/wevj8040789>
- [13] Kapustin A.A., Rakov V.A., Kapustin A.A. Alternative efficiency of hybrid cars. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2017, no. 2, pp. 68–72. (In Russ.).
- [14] Kapustin A., Rakov V. Methodology to evaluate the impact of hybrid cars engine type on their economic efficiency and environmental safety. *Transportation Research Procedia. Organization and Traffic Safety Management in Large Cities 12th International Conference*. Saint-Petersburg, Elsevier B.V., 2017, vol. 20, pp. 247–253. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.01.057>
- [15] Rakov V., Akhmetov T., Capustin A., Vostrov A. Determination of the required power for bus hybrid engine. *Paper presented at the E3S Web of Conferences*, 2020, vol. 178. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801076>
- [16] Rakov V., Ivanov V.N., Karpov Y.G., Melehin V.F., Izmailov R.A., Yun V.K., Zaripova D.A. Method for determining the basic energy characteristics of elements of a hybrid car engine. *Paper presented at the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, vol. 337 (1). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/337/1/012066>
- [17] Rakov V.A. *Otsenka ekspluatatsionnykh svoystv avtomobiley s kombinirovannymi energeticheskimi ustanovkami* [Evaluation of the operational properties of vehicles with combined power plants]. Vologda, Vologda State University, 2020, 240 p. (In Russ.).
- [18] Karelina M.Y., Didmanidze O.N., Rakov V.A. Methodological approaches to estimation of the braking energy recovery properties. *Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2021, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/IEEECONF51389.2021.9416078>

- [19] Rakov V.A. Research of characteristic of recoverable braking of vehicles. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2020, vol. 19, no. 5, pp. 220–224. (In Russ.).
- [20] GOST R 59890–2021. *Avtomobil'nyye transportnyye sredstva. Vybrosoy zagryaznyayushchikh veshchestv s otrabotavshimi gazami. Tekhnicheskiye trebovaniya i metody ispytaniy na baze vseмирной согласovannoy protsedury ispytaniya transportnykh sredstv maloy gruzopod'yemnosti i ispytaniy v real'nykh usloviyakh ekspluatatsii* [State Standart R 59890–2021. Motor vehicles. Exhaust emissions. Specifications and test methods based on the worldwide harmonized light-duty vehicle test procedure and real-world testing]. TechExpert information and reference system, Codex Consortium. URL: <https://informproekt.ru/docs/1200181950/> (accessed July 27, 2025).
- [21] Rakov V.A. Method for assessing the influence of the energy storage capacity of a hybrid engine of a car on its fuel efficiency. *Gruzovik*, 2022, no. 11, pp. 8–13. (In Russ.).
- [22] Rakov V.A. *KEU-AVTO. Programma dlya rascheta raskhoda topliva gibridnymi avtomobilyami po zadannomu tsiklu dvizheniya* [KEU-AUTO. Program for calculating fuel consumption of hybrid vehicles for a given driving cycle]. Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM no. RU 2023666519, 2023. (In Russ.).
- [23] GOST R 58554–2019. *Avtomobil'nyye transportnyye sredstva. Pokazateli energoeffektivnosti i ekologii. Sposoby informirovaniya potrebiteley* [State Standart R 58554–2019. Motor vehicles. Energy-efficiency and ecology performance. Means of customers informing]. Moscow, Standartinform Publ., 2019, 8 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Сведения об авторе

Раков Вячеслав Александрович — доктор технических наук, доцент, Вологодский государственный университет, Вологда, Российская Федерация. E-mail: vyacheslav.rakov@mail.ru

Information about the author

Rakov Vyacheslav Aleksandrovich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Vologda State University, Vologda, Russian Federation. E-mail: vyacheslav.rakov@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Раков В.А. Критерии оценки эффективности использования гибридных автомобилей. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 3–15.

Citation:

Rakov V.A. Criteria for assessing the efficiency of hybrid vehicles. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 3–15. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей

С.Ю. Руссинковский¹, Н.Д. Чайнов², В.Г. Заренбин², М.С. Новиков²

¹ ООО «АРМ», Москва, Российская Федерация

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Calculation of heat exchange conditions in the piston ring zone when modeling the thermal state of parts of the cylinder-piston group of engines

S.Yu. Russinkovsky¹, N.D. Chainov², V.G. Zarenbin², M.S. Novikov²

¹ ARM LLC, Moscow, Russian Federation

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Актуальной проблемой современного двигателестроения является обеспечение работоспособности деталей цилиндропоршневой группы, которые представляют собой одни из наиболее нагруженных деталей двигателей внутреннего сгорания. Решение этой проблемы возможно путем поддержания приемлемого теплового состояния этих деталей. При этом первостепенное значение имеет теплообмен между указанными деталями, в частности, теплообмен в зоне поршневых колец. В статье рассмотрены особенности теплообмена при отводе теплоты от поршня, а именно теплоотвода через поршневые кольца. Теплоотвод через поршневые кольца характеризуется термическим сопротивлением в области контакта поршня и кольца, а также термическим сопротивлением масляной пленки в зазоре между кольцом и втулкой цилиндра. Результаты комплексного моделирования в программном комплексе ICE позволяют оптимизировать конструкцию деталей цилиндропоршневой группы для снижения тепловых и механических потерь и повышения КПД двигателя, а также обеспечить надежность работы двигателя, снижение износа и риска залегания поршневых колец.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, детали цилиндропоршневой группы, гильза, поршень, поршневые кольца, теплообмен, тепловое состояние деталей

A pressing issue in modern engine engineering is ensuring the operability of cylinder-piston components, which are among the most heavily loaded components of internal combustion engines. This problem can be solved by maintaining an acceptable thermal state for these components. Heat transfer between these components, particularly in the piston ring area, is of primary importance. This article examines the specifics of heat transfer during piston heat removal, specifically heat transfer through the piston rings. Heat transfer through the piston rings is determined by the thermal resistance in the piston-ring contact area, as well as the thermal resistance of the oil film in the gap between the ring and the cylinder liner. The presented results of comprehensive modeling in the ICE software package enable optimization of the design of cylinder-piston components to reduce thermal and mechanical losses and improve engine efficiency, as well as to ensure reliable engine operation, reduce wear, and prevent piston ring sticking.

Keywords: internal combustion engine, cylinder-piston group parts, liner, piston, piston rings, heat exchange, thermal state of parts

Введение

Одно из условий надежной и долговечной работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) — снижение механических и тепловых нагрузок на детали двигателя [1–4]. Однако снижение нагрузок часто может сопровождаться ухудшением показателей, характеризующих эффективность рабочего процесса ДВС [5–7]. Любое стремление повысить надежность и долговечность современных ДВС сталкивается с проблемой совершенствования кольцевого уплотнения двигателей, поскольку даже незначительное нарушение его работы может сопровождаться такими нежелательными эффектами, как усиленный износ, перерасход горюче-смазочных материалов, интенсивное нагарообразование, приводящими в отдельных случаях к поломке двигателя [8–10]. Эти явления могут происходить по различным причинам, среди которых износ и деформации деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), перемещение колец в канавках поршня, колебания гильзы цилиндра, изменение количества и вязкости смазочного масла, неудовлетворительное качество изготовления трущихся поверхностей и т. п. До настоящего времени указанные явления недостаточны изучены. Это, в частности, затрудняет исследование условий теплообмена между деталями ЦПГ, особенно в зоне поршневых колец.

Исследование теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей

В настоящем исследовании при рассмотрении кольцевого уплотнения цилиндров ДВС учитываются следующие силы, действующие на поршневое кольцо [11]:

- сила давления газов P_1 , возникающая из-за прорыва газов через неплотности (стыки колец);
- сила трения P_2 , появляющаяся на внешней торцевой поверхности кольца;
- сила инерции P_3 , связанная с изменением скорости движения поршня;
- сила P_4 , обусловленная упругостью самого кольца.

Помимо этих сил на кольцо действуют сила трения в канавке, возникающая при его радиальных перемещениях, и сила прилипания (аблитации), обусловленная поверхностным натяжением. Очевидно, что последние две силы имеют

относительно небольшое значение в общем балансе сил, воздействующих на кольцо. В дальнейшем эти силы не рассматриваются.

Все перечисленные основные силы, за исключением сил упругости самого кольца, непрерывно изменяются во время работы двигателя и могут рассматриваться как функции угла поворота коленчатого вала φ . Сила инерции кольца как минимум на порядок меньше силы давления газов в заколочных полостях. Таким образом, наибольший интерес представляет сила давления газов, поскольку именно изменение давления в заколочных полостях в первую очередь влияет на толщину масляного слоя под кольцом, прижатие кольца к канавке, а значит, определяет интенсивность теплоотвода.

Заколочный объем V_i можно представить как пространство (объем), образующийся на участках двух смежных колец между поршнем и втулкой (пространство, заштрихованное на рис. 1, а). Этот объем сообщается с предыдущим $(i - 1)$ -м и последующим $(i + 1)$ -м заколочными объемами через зазоры в стыках колец (см. рис. 1, а).

Возможны четыре варианта распределения давления в смежных заколочных объемах. Если $p_{i-1} > p_i > p_{i+1}$ (вариант 1 на рис. 1, б), то газ перетекает от заколочных объемов с меньшим порядковым номером в объемы с большим. При $p_{i-1} < p_i < p_{i+1}$ (вариант 3 на рис. 1, б) газ течет в обратном направлении.

Задача расчета течения газов при работе двигателя в общем случае довольно сложна, но ее можно упростить, введя следующие общепринятые и обоснованные экспериментами допущения [12, 13]:

- а) процесс течения газов принять квазистационарным;
- б) площади проходных сечений между кольцом, поршнем и гильзой цилиндра заменить эквивалентной площадью проходного сечения замка кольца;
- в) геометрические соотношения в кольцевом уплотнении принять зависимыми от осевой разгрузки колец и последующего их отрыва от опорной поверхности кольцевых канавок в поршне.

В работе рассмотрено неограниченное число колец, поскольку для 2-й, 3-й и последующих канавок течение газов считается изотермическим при температуре газов, равной среднему

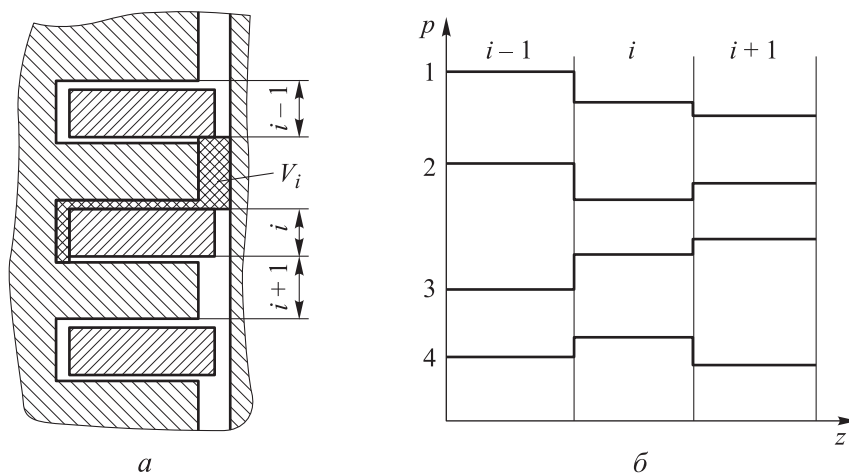


Рис. 1. Схема кольцевого уплотнения поршня (а) и распределение давления в смежных заколочных объемах (б)

арифметическому температур канавок поршня и гильзы цилиндра [14]. Принципиальная особенность принятой модели состоит в том, что в ней учтено дросселирующее влияние верхнего пояса поршня, а также изменение площадей проходных сечений и объемов межкольцевых пространств вследствие осевого перемещения колец в канавках.

Используя уравнения баланса масс (расхода) и энергии для случая, когда газ перетекает из цилиндра в верхнюю канавку и далее, т. е. $p_{\text{ц}} > p_1 > p_2$, где p_1 и p_2 — давление в верхней и во второй канавке, можно записать

$$dm_1 = dm_{\text{ц}} - dm_2; \quad (1)$$

$$d(m_1 u_1) = d(m_{\text{ц}} i_{\text{ц}}) - d(m_2 i_1) + dQ_1, \quad (2)$$

где $dm_{\text{ц}}$, $d(m_{\text{ц}} i_{\text{ц}})$ — элементарная масса и энтальпия газов, втекающих в верхнюю канавку из цилиндра за время $d\tau$; dm_2 , $d(m_2 i_1)$ — элементарная масса и энтальпия газов, вытекающих из верхней канавки во вторую за то же время; dm_1 , $d(m_1 u_1)$ — изменение элементарной массы и внутренней энергии газов в верхней канавке за время $d\tau$; dQ_1 — элементарное количество теплоты, переданного (воспринятого) газами окружающим поверхностям деталей ЦПГ за время $d\tau$.

После дифференцирования уравнения (2) при $di = 0$ и подстановки в него выражения (1) получим

$$m_1 du_1 = dm_{\text{ц}}(i_{\text{ц}} - u_1) - dm_2(i_1 - u_1) + dQ_1. \quad (3)$$

Используя общеизвестные выражения $u = c_v T$, $i = c_p T$, $pV = mR_r T$ и формулы

$$dm = \mu f \varphi \sqrt{p/v} d\tau; \quad dQ_1 = \alpha(T - T_w) d\tau,$$

где u — внутренняя энергия газа; i — энтальпия газа; c_v , c_p — теплоемкость при постоянном объеме и при постоянном давлении соответственно; T — температура газа; R_r — универсальная газовая постоянная; μ — коэффициент расхода; f — проходное сечение между заколочными объемами; φ — скоростная функция, зависящая от отношения давлений; α — коэффициент теплоотдачи; T_w — средняя температура гильзы цилиндра; величины с индексом ц — относятся к цилиндру, w — к стенке гильзы, номера индексов соответствуют номерам кольцевых канавок.

Уравнение (3) после преобразований при постоянных $i_{\text{ц}}$ и i_1 можно записать в виде

$$\frac{dT_1}{d\tau} = a_1 T_1 / \bar{p}_1 \left[\bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \varphi_{\text{ц}} \left(\frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} - \frac{T_1}{\sqrt{T_{\text{ц}}}} \right) - (k_1 - 1) \varphi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} + \frac{\alpha_1 F_1 \Delta T_1 \sqrt{R_r}}{\mu_1 f_1 \beta_1 C_{v_{\text{ц}}} p_{\text{ц}}} \right]; \quad (4)$$

$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 p_{\text{ц}} \left[\bar{\mu}_1 \bar{f}_1 \varphi_{\text{ц}} \left(\frac{k_{\text{ц}}}{\beta_1} \sqrt{T_{\text{ц}}} \right) - k_1 \varphi_1 \bar{p}_1 \sqrt{T_1} + \frac{\alpha_1 F_1 \Delta T_1 \sqrt{R_r}}{\mu_1 f_1 \beta_1 C_{v_{\text{ц}}} p_{\text{ц}}} \right], \quad (5)$$

где $a_1 = \mu_1 f_1 \sqrt{R_r} / V_1$; $\bar{f}_1 = f_{\Delta} / f_1$; $\bar{\mu}_1 = \mu_{\text{ц}} / \mu_1$; $\Delta T_1 = 2T_f - T_w - T_{\text{ц}}$; $\bar{p}_1 = p_1 p_{\text{ц}}$; $\beta_1 = C_{v_1} / C_{v_{\text{ц}}}$;

$\varphi = f(p_m/p_u)$; $\varphi_1 = f(p_2/p_1)$; R, k — газовая постоянная и показатель адиабаты для газов; p_m — давление газов в минимальном сечении струи; $T_f = (T_u + T_1)/2$ — определяющая температура газов; T_u — средняя температура головки поршня; F_1 — площадь теплопередающих (тепловоспринимающих) поверхностей в верхнем кольцевом пространстве; f_Δ, f_1 — проходные сечения для газов, входящих и выходящих из верхней кольцевой полости. Перепад давления в верхнем поясе поршня при условии сохранения постоянства скорости газов находят из формулы

$$\frac{dp}{dx} = \zeta_r \rho_r \frac{w^2}{2d_3}, \quad (6)$$

где $d_3 = 2\Delta_3$ — эквивалентный диаметр канала в форме щели; Δ_3 — ширина щели; ζ_r — коэффициент сопротивления движению. Интегрируя (6) с учетом $\zeta_r = 96 \text{ Re}$, найдем

$$\Delta p = p_m - p_1 = w_m \rho_m C_m / 2, \quad (7)$$

где $C_m = 96 v_f l_3 / d_3^2$; $\text{Re} = w_m d_3 / v_f$ — число Рейнольдса; l_3 — длина кольцевой щели верхнего пояса; v_f — коэффициент кинематической вязкости; w_m, ρ_m — соответственно скорость и плотность газов в минимальном сечении струи. Принимая во внимание выражение $\rho_m = \rho_u (p_m/p_u)^{1/k_u}$ и (7), окончательно получим

$$P_m = P_1 + f_1 P_u C_m \times \sqrt{\frac{k_u}{2(k_u - 1) R T_u} \left[\left(\frac{P_m}{P_u} \right)^{2/k_u} - \left(\frac{P_m}{P_u} \right)^{(k_u + 1)/k_u} \right]}, \quad (8)$$

где φ_1 — коэффициент потерь скорости.

Экспериментально установлено, что в полостях кольцевого лабиринта происходит интенсивный теплообмен между газом и окружающими его стенками. Поэтому для второй и последующих поршневых канавок течение газов можно принять изотермическим ($dT_m = 0$; $m = 2, 3, \dots$). Расчетное уравнение для p_m при этом значительно упрощается:

$$dp_m = (dm_{m-1,m} - dm_{m,m+1}) \frac{R T_m}{V_m}, \quad (9)$$

где m — номер поршневой канавки. После преобразований при условии $p_{m-1} > p_m > p_{m+1}$, получим

$$\frac{dp_m}{d\varphi} = \frac{1}{6n} a_m p_{m-1} \times \left(\bar{\mu}_m \frac{k_m \varphi_m}{\beta_m} \bar{f}_m \frac{T_m}{\sqrt{T_{m-1}}} - k_{m+1} \varphi_{m+1} \bar{p}_m \sqrt{T_m} \right). \quad (10)$$

Рассмотрим случай течения газов, когда под действием сил инерции и трения поршневое кольцо отрывается от нижней торцевой поверхности канавки и контактирует с верхней торцевой поверхностью. Давления в верхней и последующей канавках мгновенно выравниваются, а объемы канавочных пространств суммируются. Используя вышеприведенные соотношения (9) и (10), найдем на примере второй канавки

$$\frac{dp_1}{d\varphi} = -\frac{1}{6n} a_2 \frac{p_2}{\beta} (k_2 \varphi_2 + \bar{\mu}_2 \bar{f}_2 k_3 \varphi_3) \sqrt{T_2}; \quad (11)$$

$$T_2 = T_1; \quad \frac{dp_2}{d\varphi} = \frac{dp_1}{d\varphi},$$

где $a_2 = \mu_2 f_2 \sqrt{R/(V_1 + V_2)}$; $\varphi_3 = f(p_3/p_2)$; $\varphi_2 = f(p_1/p_2)$; $\bar{\mu}_2 = \mu_3/\mu_2$; $\bar{f}_2 = f_3/f_2$; p_3 — давление газов в третьей поршневой канавке.

В итоге данная методика позволяет расчетным путем определить цикловые значения давлений в кольцевых канавках поршня. Программный комплекс позволяет моделировать динамическую цифровую модель работы поршневых колец в течение всего рабочего цикла двигателя (впуск, сжатие, рабочий ход, выпуск). Модель учитывает изменение давления в цилиндре, инерционные силы колец, их упругие свойства и тепловое расширение деталей. Благодаря этому с учетом используемых материалов и конструкции поршневой группы, по известным методикам [2, 15, 16] определяют:

1) давление колец на стенки канавок определяющее износ как самих колец, так и канавок поршня, усталостное разрушение материала и потерю герметичности (прорыв газов);

2) давление на гильзу (радиальное давление кольца на стенку цилиндра), обеспечивающее качество уплотнения камеры сгорания и эффективность съема масла со стенки гильзы, оптимальное для обеспечения стабильной масляной пленки без повышенного трения;

3) толщину масляного слоя (модель позволяет прогнозировать режим трения — от граничного, когда пленка очень тонкая, до гид-

родинамического, когда детали полностью разделены слоем масла, что важно для оценки потерь на трение и прогнозирования износа.

4) силу трения — касательные напряжения в масляной пленке, методика позволяет рассчитывать суммарные механические потери, вызванные трением поршневых колец;

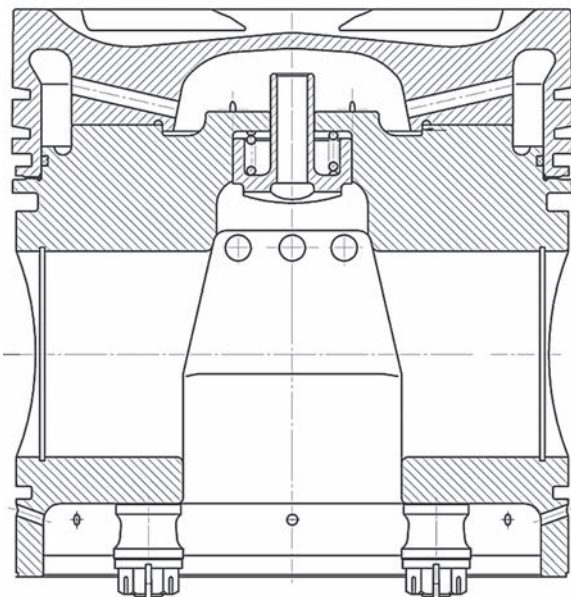


Рис. 2. Составной поршень среднеоборотного транспортного дизеля, пять поршневых колец

5) динамику переключений колец (модель показывает, как кольца перемещаются внутри канавок, ударяясь о верхнюю или нижнюю стенку, что является источником шума и износа). Анализ переключений позволяет оптимизировать зазоры и форму канавок для повышения долговечности;

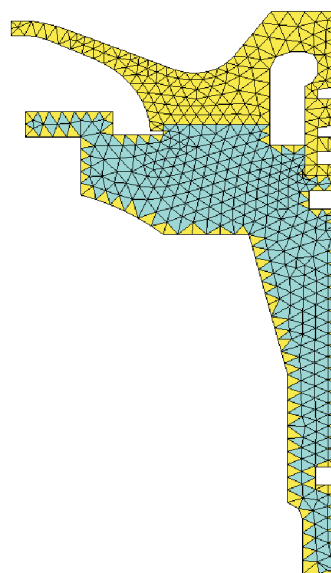


Рис. 3. Осесимметричная расчетная модель (гильза и кольца присутствуют, но условно не показаны)

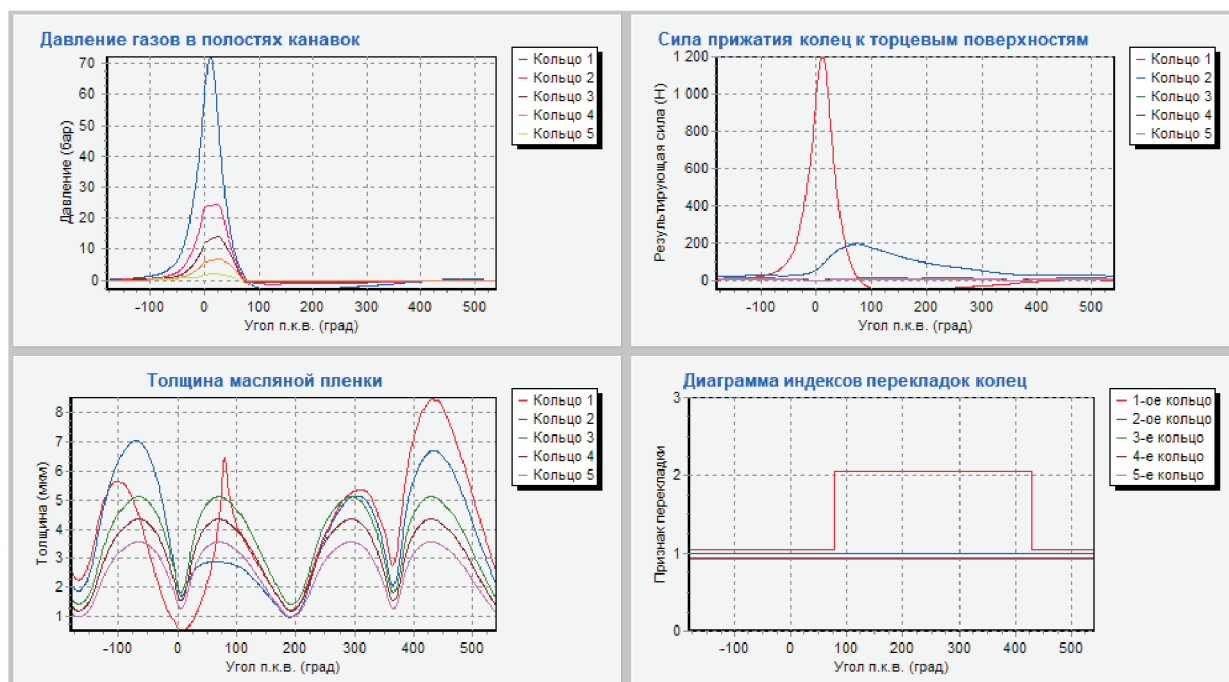


Рис. 4. Расчетные диаграммы представленной модели цилиндропоршневой группы в ПК ICE

б) в конечном счете, как цель данного исследования, — числовые значения и распределения тепловых потоков. Поршневые кольца являются основным каналом отвода теплоты от поршня к охлаждаемой гильзе цилиндра (до 70...80 % всей теплоты, отводимой от поршня). Зная площадь контакта кольца с канавкой и гильзой и условия в зоне контакта (толщина масляной пленки, режим трения), с высокой точностью можно рассчитать тепловое сопротивление на каждом участке и смоделировать распределение тепловых потоков по всей поршневой группе.

В качестве примера представлены результаты расчета давления по данной методике для поршня с пятью кольцами в программном комплексе ICE (ПК ICE). На рис. 2 показан составной поршень среднеоборотного транспорт-

ного дизеля, имеющий пять поршневых колец. На рис. 3 представлена расчетная модель в осесимметричной постановке. Гильза и кольца присутствуют, но условно не показаны, поскольку в ПК ICE используется концепция движущихся сеток, методика детально изложена в [17–19]. В ПК ICE представление результата дано как в подробном табличном виде, так и в графическом — результат показан на рис. 4.

Результаты комплексного моделирования в ПК ICE позволяют оптимизировать конструкцию ЦПГ для снижения механических потерь и повышения КПД двигателя, обеспечения надежности, снижения износа и риска залегания колец и решения тепловых проблем по предотвращению перегрева поршня и термических трещин.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках поршня двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 10–17.
- [4] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Прочностная надежность пружин механизма газораспределения форсированных среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 20–28.
- [5] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d'IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [6] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26.
- [7] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [8] Энглиш К. *Поршневые кольца. В 2 т. Т. 1*. Москва, Машиностроение, 1962, 584 с.
- [9] Орлин А.С., Заренбин В.Г. Экспериментальное исследование осевого движения компрессионных колец. *Вестник машиностроения*, 1966, № 9, с. 17–19.
- [10] Stanley R., Taraza D., Henein N., Bryzik W. A simplified friction model of the piston ring assembly. *International Congress and Exposition Detroit. SAE technical paper*, 1999, no. 1999-01-0974.
- [11] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [12] Устинов А.Н. *Исследование поршневых колец дизелей*. Саратов, Саратовский университет, 1974, 26 с.
- [13] Заренбин В.Г., Колесникова Т.Н. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. *Двигателестроение*, 2017, № 1, с. 27–33.
- [14] Заренбин В.Г. Об обобщенных зависимостях границ полужидкостной смазки от параметров профиля рабочей конической поверхности компрессионного кольца ДВС. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*, 2012, № 7–8, с. 34–39.
- [15] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л., Руссинковский С.Ю. *Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 31 с.
- [16] Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках поршня двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 17–23.

- [17] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Новиков М.С. Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 14–22.
- [18] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. Граничные условия теплообмена для расчета полей температур деталей цилиндропоршневой группы ДВС. *Авиационные двигатели*, 2023, т. 3 (20), с. 85–95.
- [19] Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю., Вальехо Мальдонадо П.Р. *Моделирование теплового состояния и расчет на заедание пар трения базовых теплонапряженных деталей поршневых двигателей*. Москва, Инфра-М, 2024, 222 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Zarenbin V.G., Novikov M.S. Computing gas leakage through the O-ring seal taking into account the ring displacement in the engine piston grooves. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 10–17. (In Russ.).
- [4] Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N., Varshavskiy A.A. Strength reliability of the gas distribution mechanism springs in the forced medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 20–28. (In Russ.).
- [5] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [6] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26.
- [7] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [8] English K. *Porshnevyye kol'tsa. V 2 t. T. 1* [Piston rings. In 2 vol. Vol. 1] Moscow, Mashinostroenie, 1962, 584 p. (In Russ.).
- [9] Orlin A.S., Zarenbin V.G. Experimental study of axial motion of compression rings. *Vestnik mashinostroyeniya*, 1966, no. 9, pp. 17–19. (In Russ.).
- [10] Stanley R., Taraza D., Henein N., Bryzik W. A simplified friction model of the piston ring assembly. *International Congress and Exposition Detroit. SAE technical paper*, 1999, no. 1999-01-0974.
- [11] Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [12] Ustinov A.N. *Issledovaniye porshnevnykh kolets dizeley* [Research of piston rings of diesel engines]. Saratov, Saratov University Publ., 1974, 26 p. (In Russ.).
- [13] Zarenbin V.G., Kolesnikova T.N. On the calculation of gas flow through internal combustion engine ring seals taking into account the dynamics of piston rings. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2017, no. 1, pp. 27–33. (In Russ.).
- [14] Zarenbin V.G. On the generalized dependences of the boundaries of a semi-liquid lubricant on the parameters of the profile of the working conical surface of the compression ring of an internal combustion engine. *Visnik Pridniprovs'koi derzhavnoi akademii budivnitstva arkhitekturi*, 2012, no. 7–8, pp. 34–39. (In Russ.).
- [15] Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Myagkov L.L., Russinkovsky S.Yu. *Matematicheskoye modelirovaniye poley temperatur, deformatsiy i napryazheniy v detalyakh tsilindroporshnevoy gruppy porshnevnykh dvigateley* [Mathematical modeling of temperature, deformation, and stress fields in parts of the cylinder-piston group of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2003, 31 p. (In Russ.).
- [16] Zarenbin V.G., Novikov M.S. Computing gas leakage through the O-ring seal taking into account the ring displacement in the engine piston grooves. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 17–23. (In Russ.).
- [17] Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Novikov M.S. Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 14–22. (In Russ.).
- [18] Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D. Heat exchange boundary conditions for calculating the temperature fields of parts of a piston-cylinder unit in ices. *Aviation Engines*, 2023, vol. 3 (20), pp. 85–95. (In Russ.).
- [19] Zarenbin V.G., Chainov N.D., Russinkovsky S.Yu., Vallejo Maldonado P.R. *Modelirovaniye teplovogo sostoyaniya i raschet na zayedaniye par treniya bazovykh teplonapryazhennykh detaley porshnevnykh*

dvigateley [Modeling of the thermal state and calculation of seizure of friction pairs of basic heat-stressed parts of piston engines]. Moscow, Infra-M Publ., 2024, 222 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Сведения об авторах

Руссинковский Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, заместитель генерального директора ООО «АРМ», Москва, Российская Федерация. E-mail: motor@armmeh.ru

Чайнов Николай Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: ndchainov@yandex.ru

Заренбин Владимир Георгиевич — доктор технических наук, консультант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: zarvlad37@gmail.com

Новиков Михаил Сергеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: mikenov@yandex.ru

Information about the authors

Russinkovsky Sergey Yuryevich — Ph. D. (Eng.), Deputy Director General, ARM LLC, Moscow, Russian Federation. E-mail: motor@armmeh.ru

Chainov Nikolay Dmitrievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: ndchainov@yandex.ru

Zarenbin Vladimir Georgievich — Dr. Sci. (Eng.), Consultant of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: zarvlad37@gmail.com

Novikov Mikhail Sergeyevich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: mikenov@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 16–23.

Citation:

Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Zarenbin V.G., Novikov M.S. Calculation of heat exchange conditions in the piston ring zone when modeling the thermal state of parts of the cylinder-piston group of engines. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 16–23. (In Russ.).

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 536.421.1+622.245.5(088.8)

Покрyтия из природных материалов для системы охлаждения элементов ракетных двигателей

А.А. Генбач, Д.Ю. Бондарцев

НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева»,
Алматы, Казахстан

Coatings made from natural materials for rocket engine component cooling systems

A.A. Genbach, D.Yu. Bondartsev

Almaty University of Power Engineering and Telecommunications n.a. G. Daukeev,
Almaty, Kazakhstan

Создана и исследована система охлаждения ракетного двигателя с покрытиями из природных материалов (гранит, кварцит, туф, тешенит). Цель исследования — поиск способов для обеспечения теплозащиты поверхности нагрева. Показаны пути управления процессом напыления на металлическую подложку до сжигания топлива на покрытия, что может интенсифицировать процесс напыления путем изменения угла наклона горелки и длины струи, истекающей из сопла в результате спиновой детонации. Определен оптимальный угол встречи струи с покрытием. На интерферограммах в виде концентрации линий процесса разрушения видны уплотнения, схлопывания пор, развитие микротрещин растяжения, сдвиг слоев сжатия, ориентированных по направлению максимального термического напряжения. С помощью голографии построены графики деформаций и перемещений. Местные напряжения регистрируются оптическим методом. Коэффициент избытка окислителя при испытаниях $\alpha < 1$; длина струи 0...0,16 м; радиус струи $(3...10) \cdot 10^{-3}$ м; угол между осью горелки и плоскостью покрытия $90^\circ...0^\circ$. Согласно полученным интерферограммам, разрушения покрытия следует ожидать, когда микротрещины сосредотачиваются вдоль зоны разлома. Далее трещина переходит к своему критическому размеру и разрушению покрытия. Для познания механизма разрушения покрытия использовали голографическую интерферометрию, скоростную киносъемку СКС-1М и аналитическое решение задачи термоупругости. Важно, что разрушение покрытий в виде каверны наблюдалось в реальном времени. Предварительные повреждения концентрируются в локальных зонах деформаций. Возникший разрыв покрытия фиксируется оптическими методами.

Ключевые слова: природные материалы, покрытия, камера сгорания, горелка (термоинструмент), система охлаждения

A cooling system utilizing coatings made from natural materials (granite, quartzite, tuff, and teschenite) has been developed and studied. The research is aimed at thermal protection of heated components. Methods for controlling the deposition process on a metal substrate prior to fuel combustion on the coating were demonstrated. These methods can intensify the process by adjusting the jet length and the inclination angle of the burner, which operates via spin detonation. The optimal angle of jet incidence on the coating was established. Interferograms depicting concentration lines of the destruction process reveal densification, pore collapse, the development of tensile microcracks, shear of compression layers, all oriented along the direction of maximum thermal stress. Holographic techniques were used to construct displacement and deformation plots. Local stress registration, achieved via optical methods, serves as a progressive diagnostic factor. The oxidizer excess ratio $\alpha < 1$; jet length ranged from 0 to 0.16 m; jet radius from $(3 \text{ to } 10) \cdot 10^{-3}$ m; and burner axis angle to the coating from 90° to 0° . Interferograms indicate that coating failure is expected when microcracks concentrate along a fracture zone. The crack then reaches its critical size, leading to coating failure. To investigate the failure mech-

anisms, holographic interferometry, high-speed video recording (SKS-1M), and analytical solutions to thermoelastic problems were employed. Notably, cavitation-type coating damage was observed in situ. Preliminary damage was found to concentrate in localized deformation zones, and coating rupture was detected by optical means.

Keywords: natural materials, coatings, combustion chamber, burner (thermal tool), cooling system

Введение

В настоящее время в двигателестроении актуальной разработкой является высокофорсированная система охлаждения ракетного двигателя, выполненная с помощью покрытий из естественных материалов. Определенный интерес как объекты охлаждения представляют и поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), в которых изменение плотности суммарного (конвективного и лучистого) теплового потока по углу поворота коленчатого вала в камере сгорания имеет циклический характер. При этом в камере сгорания ДВС отвод тепловых потоков может достигать $(2,5...3) \cdot 10^6$ Вт/м².

В литературе исследуются также наноразмерные охлаждаемые поверхности [1]. Они позволяют выдерживать более высокие тепловые нагрузки q . Однако неизвестны поверхности в виде сетчатых структур с покрытиями из природных минеральных сред, которые исследованы в данной работе. В работах [2, 3] рассмотрены системы охлаждения камер сгорания газотурбинных двигателей различными охладителями для повышения КПД машин и их циклов. Рассмотрены водные, воздушные и паровые охладители. Предложено использовать новые естественные покрытия, которые в отличие от существующих значительно в большей степени увеличивают КПД тепловых двигателей [4].

В работе [5] исследован теплообмен в пористых средах, находящихся в термическом напряженном состоянии. Описаны значения напряжений σ , при которых возникает кризис теплообмена. Однако авторы [5] не рассматривали покрытия из природных минеральных сред.

Горелки ракетного типа, разработанные авторами [6, 7] под руководством доктора технических наук, профессора кафедры ракетных двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана Владимира Михайловича Поляева, позволяют эффективно разрушать крепкие горные породы. Однако данные приборы не исследовались на предмет напыления покрытий.

Разработанные в [4, 6, 7] структуры позволяют в поле гравитационных и капиллярных сил улучшить процессы отвода теплоты и увеличить количество отводимой теплоты. Работа [4] посвящена изучению процесса теплообмена в структурах с помощью внутренних характеристик парообразования. В исследованиях были применены скоростная киносъемка и голография. Получены формулы для расчета критических тепловых нагрузок $q_{кр}$. Однако теплозащитные свойства покрытий из природных материалов в виде порошков, напыляемых реактивными горелками [6, 7], не были изучены.

Сетчатая структура, описанная в [4], позволила вдвое увеличить отвод теплоты q с помощью диспергированных капель жидкости, а многофазный поток перемещался в волнистом канале, стенки которого были покрыты сетчатыми структурами. Однако пористое покрытие здесь не применялось.

Авторы работ [4, 6, 7] использовали покрытие, напыленное в виде гранитного порошка и других минеральных сред. При решении задачи термоупругости была выявлена зависимость нестационарных тепловых потоков и термических напряжений сжатия, растяжения и плавления от толщины покрытия. Скоростная киносъемка СКС-1М позволила экспериментально подтвердить теорию благодаря измерению параметров частиц, отрывающихся от поверхности покрытия.

Методика нанесения покрытий напылением порошковых материалов, в том числе газотермическим способом, приведена в [8–11], однако в источниках нет сведений о напылении естественных минеральных сред.

Экспериментальный стенд для исследования пористых структур и покрытий

В исследовании был применен метод голографической интерферометрии. Изучали напряженное и деформированное состояние образцов пористых структур и покрытий. Деформации образцов регистрировали в реальном масштабе времени (рис. 1) [4].



Рис. 1. Стенд для изучения теплообмена и термомеханических напряжений и деформаций в покрытиях из природных материалов

Расшифровку голографических интерферограмм выполняли по принятой методике. Направление вектора смещения напряжений определяли по сдвигу интерференционных полос.

В опытах измеряли тепловые потоки, температуру, расход, давление потоков жидкости и газа. Методика измерения описана в [4, 7].

Результаты исследований и обсуждение интерферограмм деформаций в покрытиях

Покрытия выполняли из гранита с пористостью $\varepsilon = 5\%$ либо из вязкой породы (туфа) с пористостью $\varepsilon = 30\%$. Оба покрытия в зависимости от свойств материала подложки создают две среды в виде термодинамического и акустического экранов из трех тепловых источников и обеспечивают управление тепловой волной, проникающей в поверхность охлаждения камеры сгорания и сопла. В качестве примера на рис. 2 показаны интерферограммы для покры-

тия из туфа. Подвод теплоты осуществлялся в промежуток времени от 126 с ($q = 0$) до 180 с ($q = 2,1 \cdot 10^6$ Вт/м²), после чего покрытие разрушалось.

На интерферограммах деформаций видно, что расширение образца покрытия наблюдается вначале вокруг источника теплоты, а затем во всем объеме, в котором распределено температурное поле.

Голографические интерферограммы (см. рис. 2) показывают, что разрушения капиллярно-пористого материала следует ожидать, когда микротрещины сосредотачиваются вдоль возникающей зоны разлома. После этого состояния трещина переходит к своему критическому размеру и разрушению покрытия.

Для изучения механизма разрушения покрытия привлекали скоростную киносъемку СКС-1М. Исследования проводили также с использованием эффекта фотоупругости и аналитического решения задачи термоупругости [4]. Разрушение покрытия в виде появившейся каверны наблюдалось в реальном времени.

Отметим, что применение интерферометрии является новым прогрессирующим фактором при выборе подхода и метода проведения эксперимента, поскольку ранее в данном виде экспериментов интерферометрию не использовали. С помощью голографической интерферометрии построены графики деформаций и перемещений. Малые термические нагружения служат предвестником отказа покрытия и вызывают местные разрушения, а предварительные повреждения концентрируются в локальных зонах деформаций. Возникающий разрыв покрытия фиксируется оптическими методами.

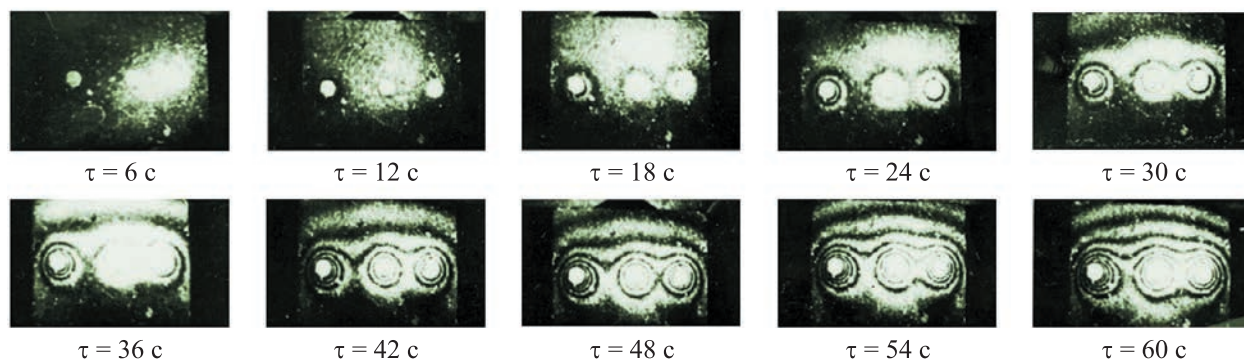


Рис. 2. Интерферограммы для покрытия из туфа (время τ соответствует времени от момента начала подвода теплоты)

В моделях расчета [4] используются интегральные значения, с их помощью нельзя предвидеть местные разрушения. Оптические методы позволяют прогнозировать надежность работы покрытия. На интерферограммах в виде сгущения интерференционных линий можно наблюдать разные процессы, происходящие в материале. К таким процессам относятся:

- уплотнение материала;
- схлопывание пор (уменьшение или исчезновение пустот);
- появление и развитие микротрещин растяжения;
- сдвиг слоев материала друг относительно друга;
- возникновение локальных областей сжатия.

Все эти процессы в материале протекают в местах с максимальным термическим напряжением. Сгущенные линии на интерферограмме позволяют увидеть, как структура материала меняется из-за тепловых напряжений. Оптические методы позволяют изучить отказ, дают возможность контролировать контролируют скорость нагружения удельного теплового потока q в зависимости от времени, поскольку разрушение образца при нагружении от q_k до q_{max} наблюдается в реальном времени.

Управление процессом напыления покрытия на металлическую подложку и обсуждение результатов

Термоинструментом для напыления покрытий служила разработанная авторами данной статьи огнеструйная ракетная горелка [4, 7]. На рис. 3



Рис. 3. Термоинструмент на обработанном гранитном покрытии с микрофакелом для запуска (струи воды имеют технологическое значение)

представлен керосино-кислородный термоинструмент для нанесения напылением покрытий из природных материалов с помощью детонационного высокотемпературного факела, истекающего из сверхзвукового сопла. Коэффициент избытка окислителя изменялся в пределах 0,3...0,8.

Гранулометрический состав материала показан на рис. 4.

Установлена спиновая детонация в смеси продуктов сгорания «керосин — кислород термоинструмента» (рис. 5). Пульсирующий двухфазный факел стабилен.

Съемка трех одновременно затопленных факелов с критическим диаметром $d_{кр} = 5 \cdot 10^{-3}$ м и разными сроками службы представлена на рис. 6. На всех факелах зарегистрирована спиновая детонация в сверхзвуковых высокотемпературных струях.

Ствол горелки при взаимодействии детонационного факела с поверхностью показан на рис. 7. Автоматическая система управления устанавливает оптимальное расстояние струи от среза сопла до покрытия. Формируется оптимальное пятно растекания струи с установкой угла между осью горелки и покрытием.

Спиновая детонация

Установлена спиновая детонация в смеси продуктов сгорания «керосин — кислород термоинструмента». Благодаря укороченному соплу Лаваля увеличение скорости пламени приводит к взрыву продуктов сгорания с окислителем в волне сжатия перед покрытием (см. рис. 5, 6).

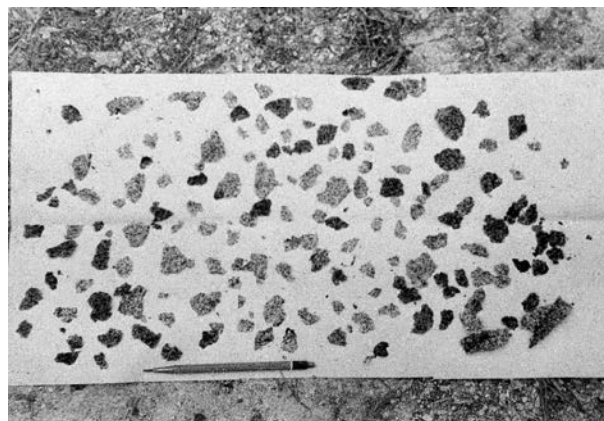


Рис. 4. Гранулометрический состав гранита (продукт разрушения), полученный при обработке массива с помощью термоинструмента, показанного на рис. 3

Нестационарный процесс горения керосина способствует образованию детонации. Ударные волны, опережающие волны сжатия газов, отражаясь от покрытия, усиливают процесс детонации в факеле. Пульсирующий двухфазный факел

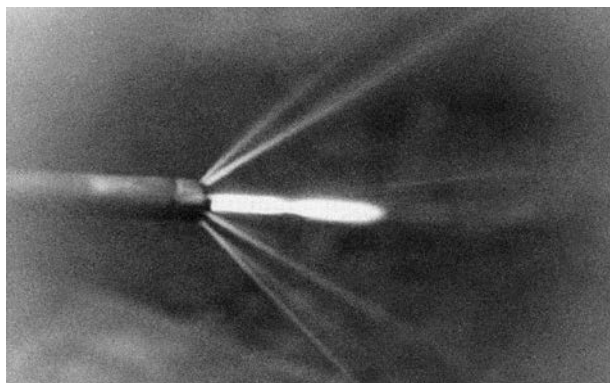


Рис. 5. Структура затопленной сверхзвуковой детонационной высокотемпературной струи (струи воды имеют технологическое значение)



Рис. 6. Вид полигона с тремя одновременно работающими термоинструментами



Рис. 7. Взаимодействие детонационного факела с гранитной поверхностью

стабилен, происходит непрерывный процесс его торможения о покрытие в виде сверхзвукового высокотемпературного потока горячей смеси.

Поперечная скорость участков воспламенения близка к скорости детонации и почти вдвое выше скорости звука в сгоревшем газе. Такая волна совершала от семи до девяти полных оборотов.

Спиновая детонация позволяет получать удельные тепловые потоки в 2–6 раз большие, чем при напылении при той же температуре факела на покрытие. Это дает возможность напылять порошки крепких малопористых пород без оплавления, а для высокопористых пород (туф, см. рис. 2) — выполнять напыление с оплавлением покрытия.

Влияние угла атаки струи на процесс напыления. Результаты и обсуждение

Интенсивность разрушения капиллярно-пористых покрытий зависит от угла встречи (атаки) струи с поверхностью.

Удельный конвективный тепловой поток q , Вт/м³, при вынужденном движении газа с учетом изменения теплофизических характеристик его с температурой определяется следующим образом [12–14]:

$$q = \alpha_i (i_z - i_w),$$

где α_i — энтальпийный коэффициент теплопередачи, кг/(с · м²); i_z — энтальпия восстановления газа, кДж/кг; i_w — энтальпия при температуре газа на поверхности, кДж/кг.

Поток q также можно определить как

$$q = \alpha_i g C_p (T_z - T_w) = \alpha (T_z - T_w),$$

где $\alpha = \alpha_i g C_p$ — коэффициент теплоотдачи между газом и поверхностью тела, Вт/(м² · К); g — ускорение свободного падения, м/с²; C_p — изобарная теплоемкость газа, кДж/(кг · К); T_z — температура восстановления газового потока, К; T_w — температура поверхности тела, К.

Число Стэнтона

$$St = \frac{\alpha_i}{\rho_\delta v_\delta},$$

где ρ_δ — плотность газа на внешней границе пограничного слоя, кг/м³; v_δ — скорость газа на внешней границе пограничного слоя, м/с. Индекс δ означает внешнюю границу пограничного слоя.

Связь числа St с локальным коэффициентом трения C'_t описывается выражением [13, 14]

$$St = \frac{C'_t}{2Pr^{2/3}}.$$

Для ламинарного пограничного слоя

$$C'_t = 0,664 Re^{-1/2}.$$

Для турбулентного пограничного слоя

$$C'_t = 0,0592 Re^{-1/5}.$$

Здесь число Прандтля

$$Pr = \frac{g C_p \mu}{\lambda},$$

число Рейнольдса

$$Re = \frac{v l \rho}{\mu},$$

где μ — коэффициент вязкости газа, $Па \cdot с$; λ — коэффициент теплопроводности газа, $Вт/(м \cdot К)$; l — характерный линейный размер (например, диаметр трубы), $м$.

Значения Re , Pr , μ , ρ , λ определяются средней эффективной температурой T^* .

Для дозвукового потока

$$T^* = 0,5(T_w + T_\delta),$$

где T^* — средняя эффективная температура, $К$; T_δ — температура поверхности тела, на внешней границе пограничного слоя, $К$; T_w — температура поверхности тела, $К$.

Для сверхзвукового потока [14]

$$T^* = T_0 \left[1 + 0,031 \mu_\delta^2 + 0,58 \left(\frac{T_w}{T_\delta} - 1 \right) \right],$$

где T_0 — начальная температура, $К$; μ_δ — коэффициент вязкости газа на внешней границе пограничного слоя, $Па \cdot с$.

Вязкость газа

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n.$$

Конвективный тепловой поток от газа к поверхности

$$q = C_p g \rho v_\delta St \left[T_\delta \left(1 + \frac{K-1}{2} r \mu_\delta^2 \right) T_w \right], \quad (*)$$

где C_p — изобарная теплоемкость газа, $кДж/(кг \cdot К)$; v_δ — скорость газа на внешней границе погра-

ничного слоя, $м/с$; K — коэффициент адиабаты; r — коэффициент восстановления, $r = \sqrt{Pr}$ для ламинарного пограничного слоя, $r = \sqrt[3]{Pr}$ для турбулентного пограничного слоя.

При соприкосновении сверхзвуковой струи с поверхностью тела образуется косой скачок уплотнения с углом β к поверхности. При прохождении через этот скачок температура, скорость, давление и другие физические характеристики потока изменяются и начинают зависеть от угла встречи (атаки) струи с поверхностью тела δ . Угол δ будет оптимальным, когда выражение $q \sin \delta$ достигнет максимума (рис. 8).

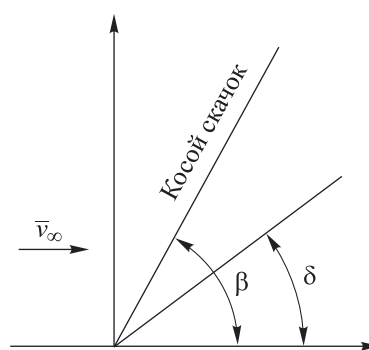


Рис. 8. Пояснение к образованию косого скачка уплотнения

Газодинамические зависимости имеют следующий вид [15]:

$$\rho_\delta = \rho_\infty \frac{\tan \beta}{\tan(\beta - \delta)};$$

$$v_\delta = v_\infty \frac{\cos \beta}{\cos(\beta - \delta)};$$

$$Re = \frac{v_\delta l \rho_\delta}{\mu}.$$

Из выражения (*) следует, что $\delta = f(\mu, \beta)$, а $\delta_{\text{опт}} = f(\mu)$ (см. таблицу).

Приближенно угол δ равен $\delta = 80 \lg \mu$ для $K = 1,2$ (коэффициент адиабаты) и $n = 0,8$.

Определение оптимального значения угла $\delta_{\text{опт}}$

μ	δ_{max} , град.	$\delta_{\text{опт}}$, град.
3,16	42	40
2,24	31	30
1,70	19	18
1,00	0	0

Удельный тепловой поток q быстро растет с увеличением угла δ и достигает максимума при $\delta = \delta_{\text{опт}}$, после чего резко уменьшается, поскольку при значениях δ , несколько больших оптимальных значений, после косого скачка устанавливается дозвуковая скорость и теплообмен ухудшается. Поэтому капиллярно-пористые покрытия будут испытывать наибольшие нагрузки q при $\delta = \delta_{\text{опт}}$ для соответствующего числа μ , а облегченные условия теплообмена обеспечиваются в зоне после скачка уплотнения, что позволит сохранить среднее значение q на уровне, далеком от его максимального значения.

Общие вопросы тепломассообмена в системах охлаждения двигателей различных типов рассмотрены на основе фундаментальных исследований, изложенных в [12–15].

Дожигание топлива на покрытии

Дожигание керосина на покрытии выполняли с коэффициентом избытка окислителя $\alpha < 1$, при этом сопло горелки было укороченным, а процесс сжигания — детонационным. Окислитель добавляли струей на покрытие, горючее присутствовало в струе с избытком (см. рис. 5, 6). Для некоторых материалов покрытий (кварц, тешенит) хорошие результаты получены при оплавлении порошка.

Для давления в камере сгорания $p_{\text{к.с}} = 1$ МПа, длины струи $z = 0...0,16$ м, температуры $T = 3500...850$ °С параметры имели следующие значения: температура торможения (на покрытии) $T_{\text{ст}}^* = 3000$ °С; температура в конце свободной струи $t_n = 300$ °С; радиус струи на выходе из сопла (адиабатический) $r_a = 3 \cdot 10^{-3}$ м, радиус струи $r_c = 10 \cdot 10^{-3}$ м. По длине участка «бочек» струи теплообмен уменьшается, поскольку пограничный слой газа неустойчив.

Предельные тепловые потоки в покрытиях для хрупких материалов и металлов

Ниже приведены результаты экспериментального регулирования угла наклона струи горелки к покрытию:

$\alpha/\alpha_{90^\circ} \dots$	1,0	1,1	1,0	0,8	0,5	0,35	0,3	0,25
δ , град	90	80–75	60	50	30	20	10	0

Здесь приняты следующие обозначения: δ — угол между осью горелки и покрытием, град.; $\alpha_{90^\circ} = 1000$ Вт/(м² · К). Эксперимент выполняли при следующих условиях: $T_{\text{ст}}^* = 3500$ °С; $t_n = 300$ °С; максимальное давление цикла $p_z = 1$ МПа.

Предельные области тепловых нагрузок для естественных минеральных сред (гранит), не имеющих оплавления поверхности за счет воздействия сверхзвуковых скоростей потока с частицами в координатах $q = f(\delta, \tau)$, представлены в работе [7], а для других материалов (кварцита, тешениты) — в [4].

Сравнительная оценка покрытий показала их преимущества перед другими системами охлаждения тепловыми и кипением в большом объеме на гладкой поверхности [4].

Заключение

В статье на примере интерферограмм показано, что при использовании новой системы охлаждения с пористыми покрытиями из природных материалов для ракетного двигателя риск развития трещин в покрытиях уменьшается. В моделях расчета используются интегральные значения, что не позволяет предвидеть местное разрушение. Оптические методы дают возможность прогнозировать надежность работы покрытия. Интерферограммы показывают концентрацию деформаций, перемещений и термических напряжений в массиве при тепловых нагрузках до $4,2 \cdot 10^6$ Вт/м². Термоинструменты эффективны для выполнения реконструкции железобетонных конструкций, при этом соблюдаются условия охраны окружающей среды и уменьшается расход воды. Покрытия из природных минеральных сред расширяют диапазон допустимых тепловых нагрузок ($2 \cdot 10^6...2 \cdot 10^7$ Вт/м²).

Благодаря спиновой детонации факела напыление порошков крепких пород происходит без оплавления. Исследован оптимальный угол встречи струи с покрытием в зависимости от числа Маха. Получено время полета частиц порошка, толщина покрытия, диаметр порошка, что подтверждено измерениями и оптическими наблюдениями. Малые термические нагружения служат предвестниками отказа покрытия, который прогнозируется оптическим методом и наступление которого прогнозируется с точностью от секунд до часов.

Литература

- [1] Khan S., Sezer N., Koç M. Design, fabrication and nucleate pool-boiling heat transfer performance of hybrid micro-nano scale 2-D modulated porous surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 153, pp. 168–180. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.133>
- [2] Yang X. et al. Turbine platform phantom cooling from airfoil film coolant, with purge flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 140, pp. 25–40. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.109>
- [3] Moon S.W. A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle. *Energy*, 2018, vol. 160, pp. 625–634. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.035>
- [4] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Genbach N.A., Genbach E.A. Experimental studies of natural material-based coatings for thermal protection of metallic surfaces. *Journal of Materials Science: Materials in Engineering*, 2025, no. 20 (46). <https://doi.org/10.1186/s40712-025-00252-5>
- [5] Lei G., Li W., Wen Q. The convective heat transfer of fractal porous media under stress condition. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, vol. 137, pp. 55–63. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.017>
- [6] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Теплообмен в капиллярно-пористых природных покрытиях. *Известия высших учебных заведений. Проблемы Энергетики*, 2025, № 27 (3), с. 206–217. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2025-27-3-206-217>
- [7] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю., Пиралишвили Ш.А. Исследование теплозащитных покрытий из природных материалов. *Тепловые процессы в технике*, 2024, т. 16. № 11, с. 512–523. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184263> (дата обращения 15.09.2025).
- [8] Кузнецов Ю.А. Ресурсосберегающие технологии газотермического напыления при ремонте машин АПК. *Вестник ОрелГАУ*, 2009, № 1 (09), с. 13–15.
- [9] Алхимов А.П., Клинков С.В., Косарев В.Ф., Фомин В.М. Холодное газодинамическое напыление. *Теория и практика*. Москва, Физматлит, 2010, 536 с.
- [10] Бабин С.В., Егоров Е.Н., Фурсов А.А. Влияние материала подложки и угла напыления на макро-структуру капиллярно-пористого покрытия из титана. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 3 (660), с. 61–67. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-3-61-67>
- [11] Хасуи А., Моригаки О. *Наплавка и напыление*. Москва, Машиностроение, 1985, 240 с.
- [12] Дейч М.Е. *Техническая газодинамика*. Москва, Энергия, 1974, 592 с.
- [13] Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. *Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое*. Москва, Энергоиздат, 1985, 320 с.
- [14] Юдаев Б.Н. *Техническая термодинамика. Теплопередача*. Москва, Высшая школа, 1988, 479 с.
- [15] Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1983, 372 с.

References

- [1] Khan S., Sezer N., Koç M. Design, fabrication and nucleate pool-boiling heat transfer performance of hybrid micro-nano scale 2-D modulated porous surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 153, pp. 168–180. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.133>
- [2] Yang X. et al. Turbine platform phantom cooling from airfoil film coolant, with purge flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 140, pp. 25–40. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.109>
- [3] Moon S.W. A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle. *Energy*, 2018, vol. 160, pp. 625–634. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.035>
- [4] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Genbach N.A., Genbach E.A. Experimental studies of natural material-based coatings for thermal protection of metallic surfaces. *Journal of Materials Science: Materials in Engineering*, 2025, no. 20 (46). <https://doi.org/10.1186/s40712-025-00252-5>
- [5] Lei G., Li W., Wen Q. The convective heat transfer of fractal porous media under stress condition. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, vol. 137, pp. 55–63. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.017>
- [6] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Heat transfer in capillary-porous natural coatings. *Power engineering: research, equipment, technology*, 2025, no. 27 (3), pp. 206–217. (In Russ.). <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2025-27-3-206-217>
- [7] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Piralishvili Sh.A. Study of heat protective coatings natural materials. *Thermal processes in engineering*, 2024, vol. 16, no. 11, pp. 523–534. (In Russ.). Available at: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=184263> (accessed 15.09.2025).

- [8] Kuznetsov Yu.A. Resource-saving technologies of gas-thermal spraying in agricultural machinery repair. *Vestnik OrelGAU*, 2009, no. 1, pp. 13–15. (In Russ.).
- [9] Alkhimov A.P., Klinkov S.V., Kosarev V.F., & Fomin V.M. *Cold Gas Dynamic Spraying: Theory and Practice* [Kholodnoye gazodinamicheskoye napyleniye. Teoriya i praktika]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2021, 536 p. (In Russ.).
- [10] Babin S.V., Egorov E.N., Fursov A.A. The influence of the substrate material and the angle of deposition on the macrostructure of a capillary porous titanium coating. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2015, no. 3 (660), pp. 61–67. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-3-61-67>
- [11] Hasui A., Morigaki O. *Naplavlavka i napyleniye* [Cladding and spraying]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 240 p. (In Russ.).
- [12] Deich M.E. *Tekhnicheskaya gazodinamika* [Technical Gas Dynamics]. Moscow, Energiya Publ., 1974, 592 p. (In Russ.).
- [13] Kutateladze S.S., Leontiev A.I. *Teplomassoobmen i treniye v turbulentnom pograničnom sloye* [Heat and mass transfer and friction in turbulent boundary layer]. Moscow, Energoizdat Publ., 1985, 320 p. (In Russ.).
- [14] Yudaev B.N. *Tekhnicheskaya termodinamika. Teploperedacha* [Technical Thermodynamics. Heat Transfer]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1988, 479 p. (In Russ.).
- [15] Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines. Theory of reciprocating and combined engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1983, 372 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Сведения об авторах

Генбач Александр Алексеевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теплоэнергетика и физика», НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева», Алматы, Казахстан. ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-3819-4387>. E-mail: a.genbach@au.kz

Бондарцев Давид Юрьевич — кандидат технических наук, доцент, профессор-преподаватель кафедры «Теплоэнергетика и физика», НАО «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева», Алматы, Казахстан. ORCID: 0000-0001-8778-7851. E-mail: d.bondartsev@au.kz

Information about the authors

Genbach Alexander Alexeyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor at the Department of Thermal Power Engineering and Physics, Almaty University of Power Engineering and Telecommunications n. a. G. Daukeev, Almaty, Kazakhstan. ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-3819-4387>. E-mail: a.genbach@au.kz

Bondartsev David Yurievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Teaching Professor at the Department of Thermal Power Engineering and Physics, Almaty University of Power Engineering and Telecommunications n. a. G. Daukeev, Almaty, Kazakhstan. ORCID: 0000-0001-8778-7851. E-mail: d.bondartsev@au.kz

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Покрытия из природных материалов для системы охлаждения элементов ракетных двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 24–32.

Citation:

Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Coatings made from natural materials for rocket engine component cooling systems. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 24–32. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436

Расчетные исследования дизельного двигателя с турбонаддувом и дополнительной подачей воздуха в цилиндры в динамических режимах

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, О.Н. Слепцов, А.А. Остроухов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Calculation studies of a diesel engine with turbocharging and additional air supply to the cylinders in dynamic modes

V.A. Markov, F.B. Barchenko, O.N. Sleptsov, A.A. Ostroukhov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Улучшение статических и динамических показателей дизельных двигателей может быть достигнуто при выборе оптимальной схемы системы воздухообеспечения. В статье проанализированы применяемые схемы систем наддува дизельных двигателей. Рассмотрены система газотурбинного наддува со свободным турбокомпрессором, система наддува с силовой турбиной и приводным компрессором, система наддува с турбокомпрессором и регулированием подачи дополнительного воздуха в цилиндры. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д6Н, работающий в составе дизель-генераторной установки. Разработана математическая модель комбинированного двигателя с указанными системами наддува и электронным регулятором частоты вращения. С использованием программного комплекса SimInTech проведено моделирование переходного процесса наброса полной нагрузки на исследуемый двигатель. Замена системы газотурбинного наддува исследуемого двигателя силовой турбиной и приводным компрессором привела к сокращению продолжительности переходного процесса с 3,07 до 2,82 с. Для улучшения динамических характеристик системы газотурбинного наддува рассмотрена возможность дополнительной подачи воздуха в цилиндры в динамических режимах. Получена желательная характеристика дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя с турбокомпрессором и регулированием подачи дополнительного воздуха в цилиндры. При реализации этой характеристики интегральная подача дополнительного воздуха в цилиндры в рассматриваемом переходном процессе составила 0,02342 кг. Подача дополнительного воздуха в цилиндры двигателя с турбокомпрессором позволила сократить продолжительность переходного процесса до 2,82 с.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система наддува, турбокомпрессор, силовая турбина, приводной компрессор, система регулирования турбонаддува, дополнительная подача воздуха в цилиндры

The improvement of static and dynamic performance of diesel engines can be achieved by choosing the optimal air supply system. The analysis of the applied schemes of the diesel engine boost system is carried out. The gas turbine boost system with a free turbocharger, the boost system with a power turbine and a driven compressor, the boost system with a turbocharger with regulation of the supply of additional air to the cylinders are considered. The object of the study is a diesel engine of the D6N type, which operates as part of a diesel-generator set. A mathematical model of a combined engine with these supercharging systems and an electronic speed controller has been developed. Using the SimInTech software package, the transient process of applying full load to the engine under study has been simulated. Replacing the gas-turbine supercharging system of the studied engine with a power

turbine and a driven compressor reduced the duration of the transient process from 3.07 to 2.82 s. To improve the dynamic characteristics of the gas-turbine supercharging system, the possibility of additional air supply to the cylinders in dynamic modes was considered. The desired characteristic of additional air supply to the cylinders of an engine with a turbocharger and additional air supply control has been obtained. When this characteristic is implemented, the integral additional air supply to the cylinders during the considered transient process is 0.02342 kg. The additional air supply to the cylinders of an engine with a turbocharger reduces the duration of the transient process to 2.82 seconds.

Keywords: diesel engine, boost system, turbocharger, power turbine, drive compressor, turbo boost control system, additional air supply to the cylinders

Введение

Одной из основополагающих тенденций в развитии современного двигателестроения является форсирование двигателей внутреннего сгорания (ДВС), позволяющее добиться повышения мощности без существенного увеличения массогабаритных показателей ДВС [1–3]. При форсировании ДВС подача топлива и, соответственно, подача воздуха в цилиндры ДВС увеличиваются. Указанное увеличение подачи воздуха обеспечивается системами наддува [4–6]. В связи с этим практически все современные дизельные двигатели оснащаются системами наддува различной конструкции.

В подавляющем большинстве случаев на современные дизельные двигатели устанавливаются системы газотурбинного наддува, в которых отработавшие газы (ОГ), поступающие из цилиндров выпускной системы двигателя, подаются на вход газовой турбины турбокомпрессора и раскручивают его [7–9]. В результате компрессор сжимает поступающий на его вход атмосферный воздух и подает его в камеру сгорания (КС) двигателя под определенным давлением. Повышенная плотность поступающего в цилиндры воздушного заряда позволяет подавать в КС и сжигать в ней большее количество топлива при неизменном рабочем объеме двигателя. Таким образом, при реализации газотурбинного наддува двигатель становится комбинированным, содержащим кроме поршневой части (собственно двигателя) еще турбину и компрессор.

Комбинированные двигатели с турбонаддувом обладают рядом преимуществ перед другими схемами наддува, среди которых возможность эффективной утилизации энергии ОГ, простота регулирования двигателя благодаря отсутствию механической связи между валом поршневой части ДВС и валом турбокомпрессора. Вместе с тем системы газотурбинного наддува имеют и ряд недостатков, вызванных

главным образом несогласованностью характеристик поршневой части ДВС и турбокомпрессора в режимах с пониженными частотой вращения и нагрузкой.

Отметим, что работа ДВС с турбонаддувом в неустановившихся режимах (в переходных процессах) осложняется инерционностью турбокомпрессора. В частности, при набросах нагрузки и разгонах двигателя давление наддува начинает возрастать с некоторым запаздыванием относительно подачи топлива. В результате в начальной фазе указанных переходных процессов подача воздуха увеличивается сравнительно медленно, коэффициент избытка воздуха α снижается до значений, меньших предела дымления $\alpha_{\text{дым}} = 1,2 \dots 1,3$, возрастает максимальная температура сгорания, отмечается увеличение дымности ОГ [10–12]. Указанные недостатки могут быть устранены при использовании систем регулирования турбонаддува [13–15].

Схему системы воздухообеспечения ДВС следует выбирать с учетом уровня форсирования двигателя, преимущественных режимов его работы и необходимости получения требуемых мощностных и топливно-экономических показателей. Особенность дизельных двигателей — реализация в них качественного регулирования мощности, при котором оптимальное соотношение подач топлива и воздуха в цилиндры двигателя обеспечивается в режиме номинальной мощности, а при снижении нагрузки уменьшается подача топлива. Таким образом, в режимах с неполной нагрузкой двигатель работает на бедной смеси при значительном избытке воздуха.

Отмечается рассогласование характеристик поршневой части ДВС и турбокомпрессора и при изменении скоростного режима работы. Наиболее неблагоприятны режимы внешней скоростной характеристики (ВСХ) с низкими частотами вращения n . На этих режимах из-за

уменьшения расхода воздуха через двигатель наблюдается уменьшение давления ОГ перед турбиной, что приводит к снижению мощности турбины, уменьшению давления наддува p_k , снижению коэффициента избытка воздуха α и ухудшению топливной экономичности. В частности, при работе дизельного двигателя типа КамАЗ-740 (8ЧН 12/12) с турбокомпрессором типа ТКР-7 в режимах ВСХ (рис. 1) и уменьшении n ниже частоты вращения максимального крутящего момента ($n_{\text{Мд max}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$) давление наддува уменьшается до $p_k = 0,14 \dots 0,13 \text{ МПа}$, α — до $1,3 \dots 1,2$, расход топлива увеличивается до $g_e = 220 \dots 230 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ и выше [2]. Это объясняется тем, что характеристики компрессора и турбины согласованы с гидравлической характеристикой двигателя в режиме номинальной мощности, при этом достигается требуемый КПД компрессора ($\eta_k = 0,72 \dots 0,74$). Однако при переходе в режимы с пониженной частотой вращения расход ОГ уменьшается, проходные сечения турбины оказываются неоправданно большими и давление газов перед турбиной уменьшается. В результате в режимах с низкими частотами вращения КПД компрессора уменьшается до $\eta_k = 0,64 \dots 0,66$, что приводит к снижению p_k и расхода воздуха. Оптимальные значения α достигаются при использовании систем регулирования турбонаддува.

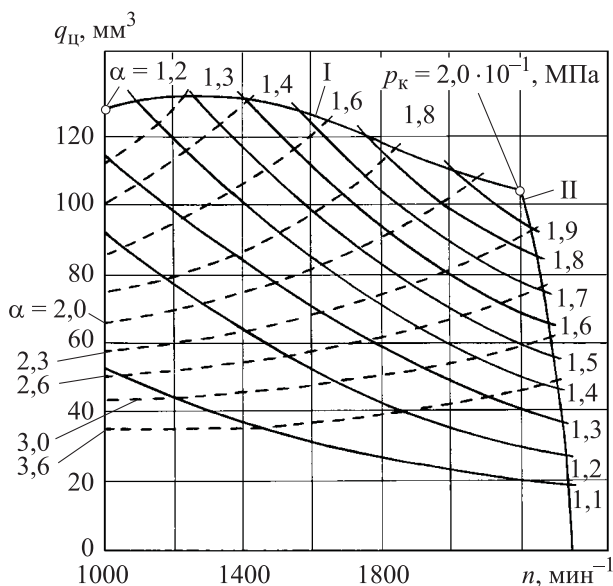


Рис. 1. Многопараметровая характеристика дизельного двигателя типа КамАЗ-7406:

$q_{\text{ц}}$ — объемная цикловая подача топлива; I — ВСХ; II — предельная регуляторная характеристика; — характеристики $p_k = \text{const}$; --- характеристики $\alpha = \text{const}$

Достижение требуемых значений коэффициента избытка воздуха α (давления наддувочного воздуха p_k) в дизельных двигателях может быть реализовано с использованием различных способов регулирования турбонаддува (рис. 2). При выборе способа регулирования турбонаддува оценке подлежат не только эффективность такого регулирования (улучшение эффективных показателей двигателя и его экологических показателей), но и массогабаритные показатели, простота конструкции, надежность [16–18].

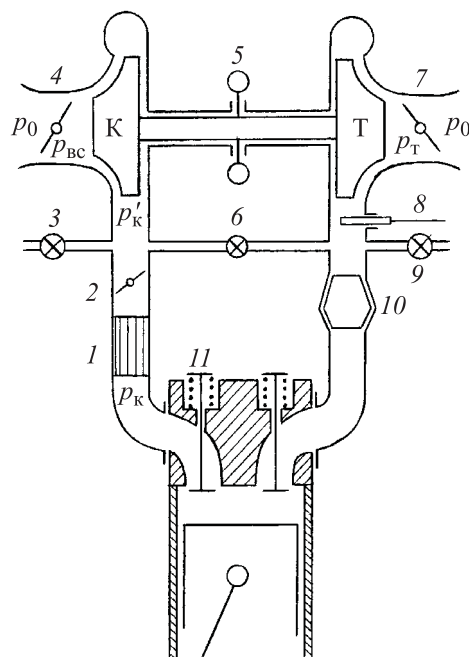


Рис. 2. Схема реализации различных способов регулирования турбонаддува:

1 — охлаждение нагнетаемого воздуха; 2 — дросселирование воздуха за компрессором (К) p'_k ; 3 — выпуск в атмосферу части сжатого воздуха; 4 — дросселирование воздуха на входе в компрессор $p_{\text{вс}}$; 5 — подвод дополнительной энергии к ротору турбокомпрессора; 6 — перепуск части сжатого воздуха на вход турбины (Т); 7 — дросселирование ОГ на выходе из турбины p_t ; 8 — изменение проходного сечения соплового аппарата турбины; 9 — перепуск части ОГ мимо турбины; 10 — установка дополнительной КС на входе в турбину; 11 — изменение фазы выпуска; p_0 — давление окружающей среды (атмосферное); p_k — давление воздуха после компрессора

Наименьшую эффективность имеют способы регулирования с применением дросселирования воздуха и ОГ (способы 2, 4, 7 на рис. 2). Это обусловлено значительными потерями энергии при дросселировании и соответствующим снижением экономических и экологических показателей двигателя. В частности, дросселирование

ОГ на выходе из турбины (способ 7) приводит к ухудшению очистки цилиндров, увеличению доли остаточных газов в свежем заряде, снижению α , повышению температуры сгорания и росту эмиссии основных токсичных компонентов. Наибольшей сложностью и, следовательно, сравнительно низкой надежностью отличается способ регулирования с применением поворотных лопаток турбины (способ 8). Дополнительными недостатками этого способа являются утечки части газов через зазоры между лопатками и опорной поверхностью, а также возможность закоксовывания лопаток, размещенных в выпускном тракте.

Системы регулирования с перепуском наддувочного воздуха на вход турбины (способ 6) и выпуском в атмосферу части сжатого воздуха (способ 3) нашли ограниченное применение из-за потерь энергии на сжатие перепускаемого воздуха. Подвод дополнительной энергии к ротору турбокомпрессора (способ 5, подкрутка ротора турбокомпрессора электромотором) и установка дополнительной КС на входе в турбину (способ 10) наиболее эффективны в двигателях большой мощности с высоким наддувом (степень повышения давления в компрессоре $\pi_k > 2,0$), а в транспортных двигателях применяются сравнительно редко. Кроме этих методов регулирования воздухообеспечения в транспортных двигателях используют управление фазами впуска и выпуска (способ 11).

При сравнительно низком давлении наддува ($\pi_k = 1,5 \dots 2,0$), характерном для транспортных двигателей, наиболее эффективен перепуск части ОГ мимо турбины (способ 9). Этот способ отличается простотой реализации и большим диапазоном регулирования частоты вращения турбины, а следовательно, давления наддува π_k . Широкое распространение, особенно в двигателях с высоким наддувом, нашло охлаждение наддувочного воздуха (способ 1). Практический интерес могут представлять также применение регулируемого соплового аппарата турбины (способ 8), перепуск части сжатого воздуха на турбину (способ 6) и установка дополнительной КС (способ 10).

Исследования различных способов регулирования давления наддувочного воздуха проведены в работах [19–29]. Этим проблемам посвящены диссертации [30–35]. Менее подробно исследован способ регулирования турбонадду-

ва, заключающийся в дополнительной подаче воздуха в цилиндры двигателя от постороннего источника — аккумулятора сжатого воздуха [36–39]. Цель настоящего исследования — оценка эффективности подачи дополнительного воздуха в цилиндры дизельного двигателя от аккумулятора сжатого воздуха в переходных процессах и оценка динамических качеств ДВС с такой системой дополнительной подачи воздуха.

Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д6Н (6ЧН 15/18). Двигатели этого типа представляют собой высокооборотные четырехтактные шестицилиндровые двигатели рядного расположения с непосредственным впрыскиванием топлива и с газотурбинным наддувом без охлаждения наддувочного воздуха [40]. Они имеют жидкостную циркуляционную систему охлаждения воды и масла в радиаторах. Система смазки — циркуляционная под давлением с «сухим» картером и электронасосом для предпусковой прокачки системы. Эти дизельные двигатели предназначены для использования в качестве силовых агрегатов на дорожно-строительных машинах, автомотрисах, железнодорожных дрезинах, промышленных маневровых мотовозах (тепловозах), шпалоподбивочных машинах, путеукладчиках, экскаваторах, автогрейдерах, шнекороторных снегоочистителях, для привода механизмов буровой техники и т. п. Более подробные данные об этом двигателе приведены в табл. 1 и в работах [41, 42].

Двигатели типа Д6Н используются и в качестве первичных двигателей для дизель-генераторных установок (ДГУ) промышленного назначения. В этом случае система автоматического регулирования (САР) частоты вращения коленчатого вала этого двигателя должна удовлетворять требованиям, предъявляемым ГОСТ Р 55231–2012 к САР второго класса точности (табл. 2). При этом нестабильность частоты вращения на номинальном режиме не должна превышать $\beta_n = 0,8 \%$, предельно допустимое время переходного процесса составляет $t_n = 3$ с, максимальное перерегулирование должно быть не больше $\sigma_n = 7,5 \%$. При оснащении двигателя регулятором частоты вращения, работающим по принципу Ползунова — Уатта, и формировании регуляторной характеристики со ста-

Таблица 1. Значения параметров дизельного двигателя типа ДБН в режиме номинальной мощности при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Параметр дизельного двигателя	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Число оборотов коленчатого вала	n	мин^{-1}	1500
Угловая скорость вращения коленчатого вала	ω_d	с^{-1}	157
Крутящий момент дизельного двигателя	M_d	$\text{Н} \cdot \text{м}$	1250
Положение дозирующей рейки ТНВД*	h_p	Мм	13,0
Число оборотов ротора турбокомпрессора	n_t	мин^{-1}	23100
Угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора	ω_t	с^{-1}	2418
Давление наддувочного воздуха (абсолютное)	p_k	МПа	0,1226
Температура воздуха после компрессора	T_k	К	329,6
Давление газов перед турбиной (абсолютное)	p_t	МПа	0,1240
Температура газов перед турбиной	T_t	К	848,0
Расход газов через турбину	$G_g = G_t$	кг/с	0,297
Крутящий момент турбины (компрессора)	$M_t = M_k$	$\text{Н} \cdot \text{м}$	4,7
Расход топлива через двигатель	G_T	кг/ч	44,1
Цикловая подача топлива	$g_{ц}$	г/цикл	0,162
Расход воздуха через двигатель (компрессор)	$G_d = G_k$	кг/с	0,296
Цикловая подача воздуха	$G_{в.ц}$	г/цикл	3,94
Коэффициент избытка воздуха	α	–	1,67
Эффективный КПД двигателя	η_e	–	0,379
* ТНВД — топливный насос высокого давления.			

Таблица 2. Предельные показатели статических и динамических качеств САР дизельных двигателей (ГОСТ Р 55231–2012)

Показатель	Класс точности САР			
	1	2	3	4
Диапазон изменения наклона регуляторной характеристики (ее статизма) δ_n , %	2–4*	2–4*	2–4**	2–4**
Нестабильность частоты вращения β_n , % ***	0,6/0,8	0,8/1,0	1,0/1,5	2,0/3,0
Время переходного процесса t_n , с	2,0	3,0	5,0	10,0
Перерегулирование σ_n , %	5,0	7,5	10,0	15,0
* По согласованию между изготовителем и потребителем (заказчиком) пределы изменения δ_n могут быть расширены до 0...6 %. ** По согласованию между изготовителем и потребителем пределы изменения δ_n могут быть расширены до 0...12 %. *** Числитель — при относительной нагрузке от 25 до 100 %, знаменатель — при относительной нагрузке до 25 %.				

тизмом, равным $\delta_n = 2...4\%$, в САР могут возникать колебательные процессы. В связи с этим в соответствии с ГОСТ Р 55231–2012 пределы изменения статизма δ_n расширены до $0...6\%$. Принято, что статизм регуляторной характеристики двигателя $\delta_n = 5,8\%$. В статье рассмотрена возможность оснащения выбранного объекта исследования — дизельного двигателя типа ДБН системой газотурбинного наддува с возможностью подачи дополнительного воздуха в цилиндры двигателя от аккумулятора сжатого воздуха (рис. 3).

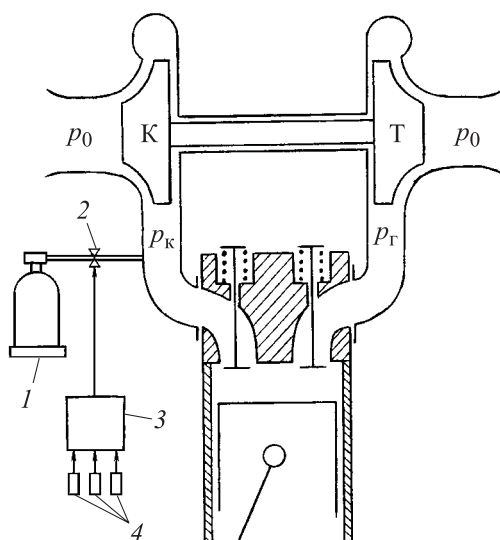


Рис. 3. Схема регулирования турбонаддува путем подачи дополнительного воздуха от аккумулятора сжатого воздуха во впускной трубопровод двигателя: 1 — аккумулятор; 2 — электроуправляемый клапан; 3 — электронный блок управления; 4 — датчики режимных параметров; p_0 — давление окружающей среды (атмосферное); p_k — давление воздуха после компрессора; p_r — давление газов перед турбиной

Представленная на рис. 3 схема регулирования турбонаддува предполагает подачу дополнительного воздуха от аккумулятора 1 через электроуправляемый клапан 2 во впускной трубопровод двигателя после компрессора. Управление такой подачей воздуха осуществляется клапаном 2 по сигналам от электронного блока управления 3, который формирует управляющий сигнал с учетом информации от датчиков 4 режимных параметров двигателя.

На начальном этапе разработки САР для ДВС обычно применяют различные расчетные методики. Известные методики позволяют моде-

лировать работу ДВС как в установившихся режимах, так и при переходных процессах [43–50].

Математическая модель системы автоматического регулирования частоты вращения вала двигателя

В проведенном расчетном исследовании использована методика, разработанная и широко применяемая в расчетных исследованиях в МГТУ им. Н.Э. Баумана [51–53]. Для регулирования частоты вращения вала дизельного двигателя с турбонаддувом разработана математическая модель САР, которая включает линейные дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов комбинированного двигателя — его поршневой части, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов. Для двигателя со свободным турбокомпрессором эти уравнения имеют следующий вид:

собственно двигатель (его поршневая часть)

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{d1}\kappa + k_{d2}\rho - k_{d3}\alpha_d; \quad (1)$$

турбокомпрессор

$$T_t \frac{d\varphi_t}{dt} + \varphi_t = k_{t1}\zeta + k_{t2}\kappa - k_{t3}\rho; \quad (2)$$

впускной трубопровод

$$T_b \frac{d\rho}{dt} + \rho = k_{b1}\varphi_t - k_{b2}\varphi; \quad (3)$$

выпускной трубопровод

$$T_r \frac{d\zeta}{dt} + \zeta = k_{r1}\varphi + k_{r2}\rho - k_{r3}\kappa. \quad (4)$$

Здесь введены обозначения для относительных изменений параметров ДВС (индексом 0 обозначены параметры двигателя в исходном установившемся режиме): $\varphi = \Delta\omega_d/\omega_{d0}$ — частоты вращения коленчатого вала двигателя ω_d ; $\varphi_t = \Delta\omega_t/\omega_{t0}$ — частоты вращения ротора турбокомпрессора ω_t ; $\kappa = \Delta h_p/h_{p0}$ — положения дозирующей рейки ТНВД h_p ; $\alpha_d = \Delta N/N_0$ — настройки потребителя N ; $\rho = \Delta p_k/p_{k0}$ — давления наддувочного воздуха после компрессора p_k ; $\zeta = \Delta p_r/p_{r0}$ — давления ОГ перед турбиной p_r ; T_d, T_t, T_b, T_r — постоянные времени собственно двигателя, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов соответственно; $k_{d1}, k_{d2}, k_{d3}, k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{b1}, k_{b2}, k_{r1}, k_{r2}, k_{r3}$ — коэффициенты усиления (передачи) собственно двигателя, тур-

бокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов по соответствующим воздействиям. В правой части уравнений (1)–(4) присутствуют слагаемые, каждое из которых определяет одно из внешних воздействий на соответствующий элемент двигателя. Левая часть этих уравнений характеризует реакцию этого элемента двигателя на указанные воздействия.

После преобразования уравнений (1)–(4) по Лапласу получены операторные формы записи этих уравнений:

собственно двигатель (его поршневая часть)

$$(T_d p + 1)\varphi = k_{d1}\kappa + k_{d2}\rho - k_{d3}\alpha_d; \quad (5)$$

турбокомпрессор

$$(T_T p + 1)\varphi_T = k_{T1}\zeta - k_{T2}\kappa + k_{T3}\rho; \quad (6)$$

впускной трубопровод

$$(T_B p + 1)\rho = k_{B1}\varphi_T - k_{B2}\varphi; \quad (7)$$

выпускной трубопровод

$$(T_r p + 1)\zeta = k_{r1}\varphi + k_{r2}\rho - k_{r3}\kappa. \quad (8)$$

Здесь p — комплексная переменная преобразования Лапласа. Выражения в скобках в правых частях уравнений (5)–(8) являются характеристическими многочленами или собственными операторами соответствующих элементов комбинированного двигателя. При дальнейших исследованиях приняты следующие обозначения этих собственных операторов:

собственно двигатель (его поршневая часть)

$$d_d(p) = T_d p + 1;$$

турбокомпрессор

$$d_T(p) = T_T p + 1;$$

впускной трубопровод

$$d_B(p) = T_B p + 1,$$

выпускной трубопровод

$$d_r(p) = T_r p + 1.$$

Далее получены передаточные функции указанных элементов по каждому из воздействий путем деления сомножителя при этом воздействии на характеристический многочлен соответствующего элемента. Тогда собственно двигатель, описываемый уравнением (5), имеет три передаточные функции по воздействиям κ , ρ и α_d , определяемые в виде

$$W_d^\kappa(p) = \frac{k_{d1}}{T_d p + 1}; \quad W_d^\rho(p) = \frac{k_{d2}}{T_d p + 1};$$

$$W_d^{\alpha_d}(p) = \frac{k_{d3}}{T_d p + 1}$$

После деления всех членов уравнения (5) на собственный оператор поршневой части комбинированного ДВС $d_d(p)$ это уравнение приобретает вид

$$\varphi = W_d^\kappa(p)\kappa + W_d^\rho(p)\rho + W_d^{\alpha_d}(p)\alpha_d,$$

или

$$\varphi = \varphi^\kappa + \varphi^\rho + \varphi^{\alpha_d}.$$

Полученные выражения позволяют построить структурную схему поршневой части ДВС (рис. 4, а), характеризующую динамические качества этого элемента и особенности его работы на неустановившихся (динамических) режимах.

Турбокомпрессор, описываемый уравнением (6), имеет три передаточные функции по воздействиям ζ , κ и ρ , определяемые как

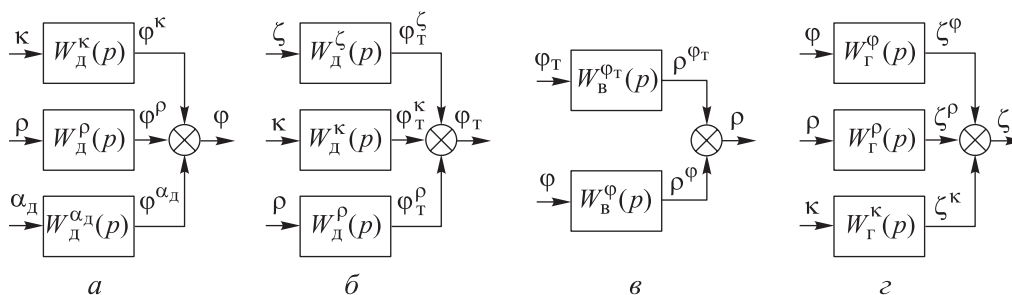


Рис. 4. Структурные схемы элементов ДВС:

а — поршневой части дизельного двигателя с турбонаддувом; б — турбокомпрессора;
в — впускного трубопровода; г — выпускного трубопровода

$$W_T^\zeta(p) = \frac{k_{\tau 1}}{T_\tau p + 1}; \quad W_T^\kappa(p) = \frac{k_{\tau 2}}{T_\tau p + 1};$$

$$W_T^p(p) = \frac{k_{\tau 3}}{T_\tau p + 1}.$$

После деления всех членов уравнения (6) на собственный оператор турбокомпрессора $d_\tau(p)$ оно принимает вид

$$\varphi_\tau = W_T^\zeta(p)\zeta + W_T^\kappa(p)\kappa + W_T^p(p)\rho,$$

или

$$\varphi_\tau = \varphi_\tau^\zeta + \varphi_\tau^\kappa + \varphi_\tau^p.$$

В соответствии с полученными выражениями построена структурная схема турбокомпрессора, представленная на рис. 4, б.

Впускной трубопровод, описываемый уравнением (7), имеет две передаточные функции по воздействиям φ_τ и φ , определяемые как

$$W_B^{\varphi_\tau}(p) = \frac{k_{b1}}{T_b p + 1}; \quad W_B^\varphi(p) = \frac{k_{b2}}{T_b p + 1}.$$

После деления всех членов уравнения (7) на собственный оператор впускного трубопровода $d_b(p)$ это уравнение можно переписать в виде

$$\rho = W_B^{\varphi_\tau}(p)\varphi_\tau + W_B^\varphi(p)\varphi,$$

или

$$\rho = \rho^{\varphi_\tau} + \rho^\varphi.$$

Эти уравнения позволяет представить структурную схему впускного трубопровода в виде, представленном на рис. 4, в.

Выпускной трубопровод, описываемый уравнением (8), имеет три передаточные функции по воздействиям φ , ρ и κ , определяемые следующим образом:

$$W_r^\varphi(p) = \frac{k_{r1}}{T_r p + 1}; \quad W_r^p(p) = \frac{k_{r2}}{T_r p + 1};$$

$$W_r^\kappa(p) = \frac{k_{r3}}{T_r p + 1}.$$

После деления всех членов уравнения (8) на собственный оператор выпускного трубопровода $d_r(p)$ можно записать

$$\zeta = W_r^\varphi(p)\varphi + W_r^p(p)\rho + W_r^\kappa(p)\kappa,$$

или

$$\zeta = \zeta^\varphi + \zeta^p + \zeta^\kappa.$$

Тогда структурная схема выпускного трубопровода принимает вид, показанный на рис. 4, г.

С учетом полученных выражений для передаточных функций основных элементов комбинированного двигателя и их структурных схем, представленных на рис. 4, структурная схема комбинированного двигателя со свободным турбокомпрессором как объекта регулирования по частоте вращения приобретает вид, представленный на рис. 5.

Для расчетных исследований переходного процесса наброса полной нагрузки дизельного двигателя типа Д6Н со свободным турбокомпрессором на основе представленной математической модели использованы численные значения коэффициентов передаточных функций элементов ДВС, полученные в работе [42] для режима номинальной мощности: $T_d = 3,5$ с; $T_\tau = 0,858$ с; $T_b = 0,0146$ с; $T_r = 0,00528$ с; $k_{d1} = 0,662$; $k_{d2} = 0,144$; $k_{d3} = -0,525$; $k_{r1} = 1,266$; $k_{r2} = 0,138$; $k_{r3} = -1,360$; $k_{b1} = 0,853$; $k_{b2} = -0,654$; $k_{r1} = 0,340$; $k_{r2} = 0,989$; $k_{r3} = -0,204$.

Представленное описание объекта регулирования — дизельного двигателя типа Д6Н — дополнено математической моделью автоматического регулятора частоты вращения. Современные ДВС обычно оснащаются электронными управляющими устройствами, созданными на базе современной микропроцессорной техники [42, 51]. Далее рассмотрен электронный регулятор частоты вращения коленчатого вала, содержащий датчик частоты вращения (ДЧВ), электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ), воздействующий на орган управления топливоподачей дизельного двигателя — рейку ТНВД (рис. 6, а) [42].

Датчики режимных параметров электронных управляющих устройств (в частности, датчик частоты вращения ω_d или φ индукционного типа) обычно обладают дискретностью в съеме сигнала с периодом, в большинстве случаев не превышающим $\Delta t_s = 0,003 \dots 0,005$ с. Пренебрегая такой задержкой прохождения сигнала, датчик можно описать алгебраическим уравнением вида

$$U_\varphi = k_\varphi \varphi,$$

где U_φ — выходной сигнал датчика частоты вращения; k_φ — его коэффициент усиления. Тогда передаточная функция ДЧВ определяется выражением

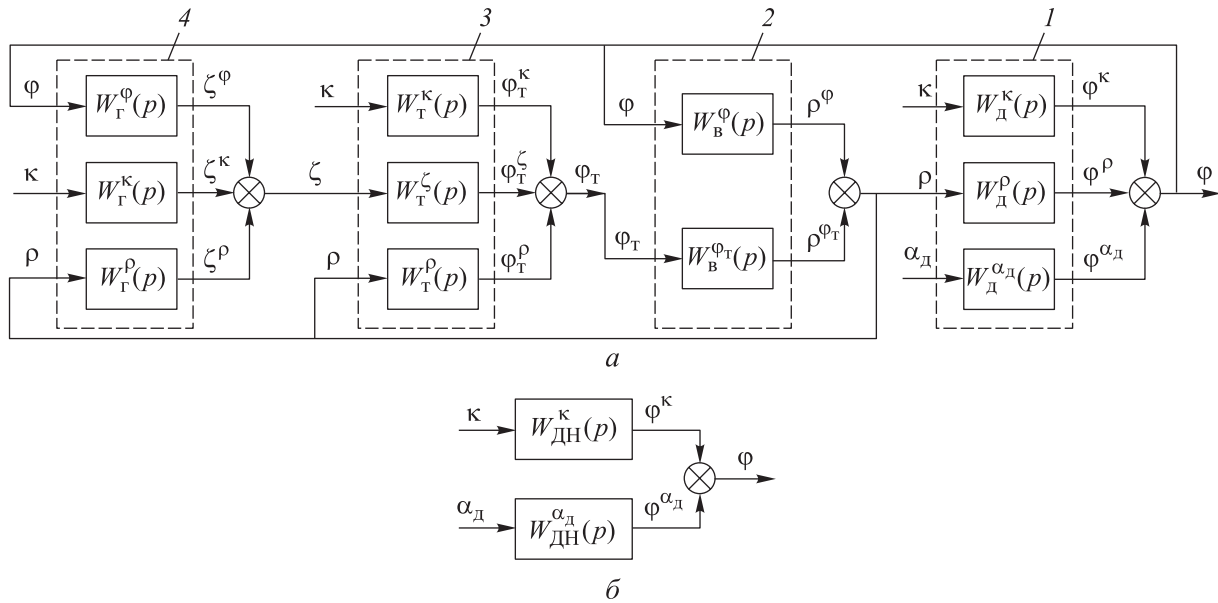


Рис. 5. Развернутая (а) и свернутая (б) структурные схемы ДВС со свободным турбокомпрессором: 1 — собственно двигатель; 2 — впускной трубопровод; 3 — турбокомпрессор; 4 — выпускной трубопровод; $W_{ДН}^κ(p)$ и $W_{ДН}^{α_д}(p)$ — передаточные функции двигателя с наддувом по воздействиям $κ$ и $α_д$, полученные при сворачивании структурной схемы, изображенной на рис. 5, а

$$W_{ДЧВ}(p) = k_φ,$$

соответствующим идеальному усилительному звену (см. рис. 6, б).

В статье рассмотрен наиболее простой и распространенный регулятор, реализующий принцип регулирования Ползунова — Уатта, часто называемый пропорциональным регулятором (П-регулятором), с передаточной функцией

$$W_п(p) = k_п$$

и коэффициентом усиления $k_п$ (см. рис. 6, б). В цифровом вычислительном устройстве электронного блока алгоритм управления реализуется в виде программы, состоящей из отдельных элементарных операций (команд). Время выполнения программы обычно не превышает $\Delta t_3 = 0,01$ с, поэтому при дальнейших исследованиях эту задержку не учитывали.

В качестве исполнительных механизмов электронного управляющего устройства чаще используют электромагнитный или электрогидравлический исполнительные механизмы, перемещающие дозирующий орган системы топливоподачи на величину $\eta = \Delta h_p / h_{p0}$. Они описаны уравнением

$$T_{ИМ} \left(\frac{d\eta}{dt} \right) + \eta = k_{ИМ} U_{упр}$$

или передаточной функцией

$$W_{ИМ}(p) = \frac{k_{ИМ}}{T_{ИМ}p + 1},$$

соответствующей аperiodическому звену первого порядка. При математическом моделировании рассмотрен электрогидравлический ИМ, воздействующий на дозирующую рейку топливного насоса высокого давления (ТНВД), имеющий коэффициент усиления $k_{ИМ} = 1$ и постоянную времени $T_{ИМ} = 0,06$ с [42].

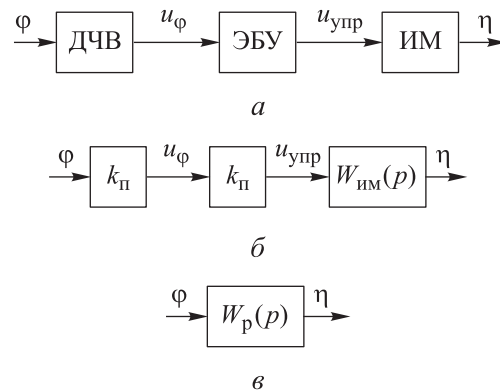


Рис. 6. Функциональная схема электронного регулятора частоты вращения дизеля (а), его структурная схема (б), свернутая структурная схема регулятора частоты вращения дизельного двигателя (в)

Представленную на рис. 6, б структурную схему электронного регулятора можно свести к свернутой структурной схеме регулятора частоты вращения двигателя (рис. 6, в). При этом его обобщенная передаточная функция может быть представлена в виде:

$$W_p(p) = \frac{k_p}{T_p p + 1}. \quad (9)$$

В соответствии с рекомендациями работы [42] общий коэффициент усиления регулятора $k_p = 15$, его постоянную времени $T_p = 0,06$ с.

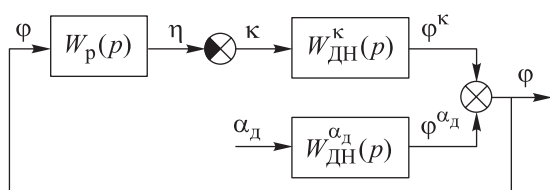


Рис. 7. Свернутая структурная схема САР частоты вращения ДВС со свободным турбокомпрессором и регулятором частоты вращения

С учетом приведенной на рис. 5, б структурной схемы объекта регулирования — ДВС со свободным турбокомпрессором и показанной на рис. 6, в структурной схеме регулятора частоты вращения свернутая структурная схема исследуемой САР может быть представлена в виде на рис. 7.

Моделирование переходного процесса наброса полной нагрузки на двигатель

Наиболее характерными переходными процессами дизельных двигателей, используемых в ДГУ, являются сбросы и набросы нагрузки [2, 51]. В статье проведено моделирование процесса наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н от режима холостого хода двигателя до режима номинальной мощности. Значения параметров этого двигателя в режиме номинальной мощности при $n = 1500$ мин⁻¹ приведены в табл. 1.

Указанные расчетные исследования САР проведены с использованием программного комплекса (ПК) SimInTech [54, 55]. Эта САР моделировалась с использованием схемы САР, показанной на рис. 8. Блоки элементов ДВС на этом рисунке соответствуют структурной схеме на рис. 5, а, регулятор частоты вращения с передаточной функцией (9) показан на этом рисунке позицией 1. При моделировании рассмотрен

переходный процесс наброса полной нагрузки на дизельный двигатель ДГУ, вызванный изменением настройки потребителя $\alpha_d = \Delta N/N_0$ в формуле (1) объекта регулирования. Такое единичное ступенчатое воздействие на объект регулирования подавалось от блока 2 (рис. 8). Для наблюдения переходного процесса в САР в схему моделирования введен блок 3 («временной график»). Полученная при расчете характеристика изменения частоты вращения коленчатого вала в переходном процессе наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н со свободным турбокомпрессором на скоростном режиме с $n = 1500$ мин⁻¹ обозначена на рис. 9 позицией 1.

Отметим, что исходная комплектация исследуемого двигателя с системой газотурбинного наддува не обеспечивает требования ГОСТ Р 55231–2012 к САР второго класса точности по продолжительности переходного процесса. При допустимой неустойчивости частоты вращения на установившемся режиме, равной 0,8 %, ее полученное значение 3,07 с превышает предельную продолжительность этого переходного процесса, составляющую 3 с. Для оценки возможностей удовлетворения требований ГОСТ Р 55231–2012 к быстродействию САР рассмотрено оснащение исследуемого двигателя силовой турбиной и приводным компрессором вместо свободного турбокомпрессора. В двигателях со свободным компрессором поршневая часть 1 (рис. 10, а) имеет только газовую связь с турбиной 2 и компрессором 3 [7, 8]. В двигателях с силовой турбиной 4 и приводным компрессором 5 (рис. 10, б) их валы механически (жестко) связаны с коленчатым валом поршневой части 1. Это позволяет обеспечить изменение подачи воздуха в цилиндры двигателя в точном соответствии с изменением скоростного режима его работы.

При замене системы газотурбинного наддува силовой турбиной и приводным компрессором (переход от схемы рис. 10, а к схеме на рис. 10, б) удастся избежать значительной задержки подачи воздуха в цилиндры двигателя в начальной фазе переходного процесса наброса нагрузки. При этом указанная задержка характеризуется постоянной времени турбокомпрессора T_p см. уравнение (2), определяемой в виде

$$T_T = \frac{J_T}{F_T},$$

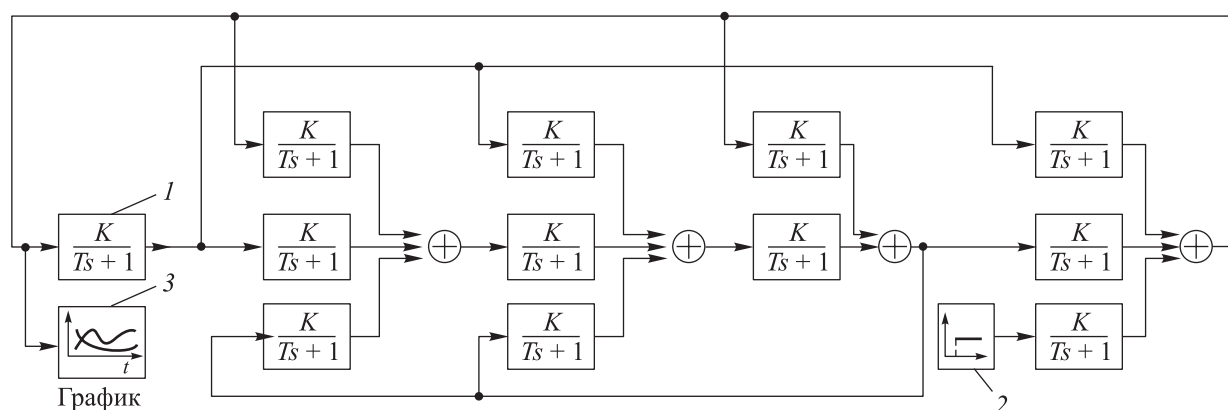


Рис. 8. Схема моделирования исследуемой САР, построенная в среде ПК SimInTech: блоки, описывающие объект регулирования (11 блоков) — см. рис. 5, а: 1 — блок, описывающий регулятор частоты вращения; 2 — блок, формирующий ступенчатое воздействие на объект регулирования; 3 — блок вывода результатов расчета (на рис. 8 комплексная переменная преобразования Лапласа, ранее обозначенная как p , в ПК SimInTech обозначена как s)

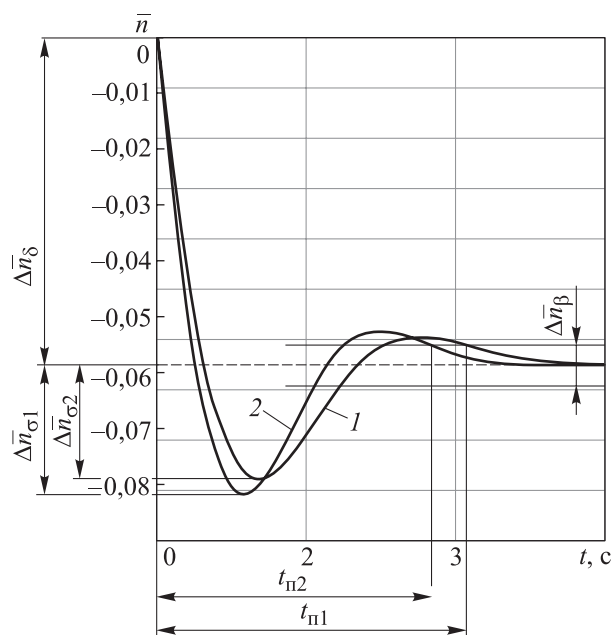


Рис. 9. Характеристики изменения частоты вращения в переходном процессе наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н:

1 — двигатель со свободным турбокомпрессором; 2 — двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором, а также двигатель со свободным турбокомпрессором и дополнительной подачей воздуха в цилиндры в динамических режимах; $\Delta \bar{n}_\beta$ — диапазон изменения частоты вращения вала двигателя в пределах зоны ее допустимой неустойчивости на установившемся режиме; $\Delta \bar{n}_\delta$ — диапазон изменения частоты вращения в пределах регуляторной характеристики; $\Delta \bar{n}_\sigma$ — провал частоты вращения в переходном процессе

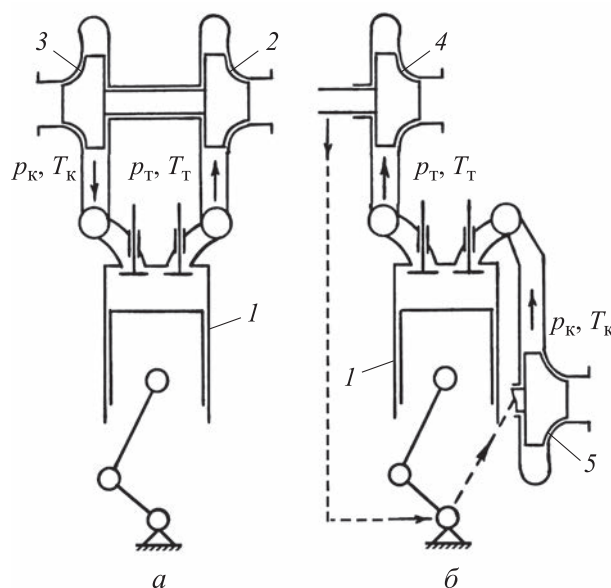


Рис. 10. Схемы ДВС с газотурбинным наддувом (а), с силовой турбиной и приводным компрессором (б): 1 — поршневая часть; 2 — турбина турбокомпрессора; 3 — компрессор турбокомпрессора; 4 — силовая турбина; 5 — приводной компрессор; параметры турбины и компрессора обозначены соответствующими индексами

где J_t — момент инерции вращающихся деталей турбокомпрессора; F_t — фактор устойчивости турбокомпрессора.

При жестком соединении валов силовой турбины и приводного компрессора с коленчатым валом двигателя динамика изменения частот их вращения полностью определяется динамикой изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя n (его угловой скорости вращения ω_d). В связи с изложенным выше можно принять, что в схеме ДВС, показанной на рис. 10, б, турбина и компрессор являются идеальными (безынерционными) звеньями, постоянные времени которых равны нулю.

В дальнейших расчетных исследованиях принято, что при переходе от схемы рис. 10, а к схеме на рис. 10, б характеристики турбины и компрессора остаются неизменными. Также принято, что наличие передаточных механизмов между валами турбины 4 и компрессора 5 и валом двигателя (его поршневой части 1) не приводит к потерям энергии и не искажает указанные характеристики турбины и компрессора. Тогда можно принять, что крутящий момент с вала турбины M_t через коленчатый вал двигателя мгновенно (без задержек) передается на вал компрессора — преобразуется в крутящий момент M_k . В такой постановке задача моделирования переходных процессов в КДВС с силовой турбиной и приводным компрессором (см. рис. 10, б) может быть сведена к задаче моделирования переходных процессов в ДВС со свободным турбокомпрессором (см. рис. 10, а), но при $T_t = 0$. Такие допущения позволяют использовать схему моделирования САР, показанную на рис. 8, для расчета переходного процесса наброса полной нагрузки на двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором, но при замене принятого выше значения постоянной времени свободного турбокомпрессора $T_t = 0,858$ с ее значением $T_t = 0$. Полученная при таком допущении кривая переходного процесса наброса полной нагрузки на исследуемый двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором на скоростном режиме с $n = 1500$ мин⁻¹ обозначена на рис. 9 позицией 2.

Как следует из данных рис. 9, использование силовой турбиной и приводного компрессора вместо свободного турбокомпрессора в исследуемом двигателе позволяет сократить продолжительность переходного процесса с 3,07 до при-

емлемого значения — до 2,82 с. При этом «провал» частоты вращения в переходном процессе увеличился с 2,3 до 2,6 %. Однако такое перерегулирование существенно меньше предельного значения перерегулирования (7,5 %), допускаемого ГОСТ Р 55231–2012 для САР второго класса точности.

Таким образом, по сравнению с двигателями, оснащенными турбокомпрессором, комбинированные двигатели с силовой турбиной и приводным компрессором обладают некоторыми преимуществами при их эксплуатации на неустановившихся режимах (в переходных процессах). Это обусловлено тем, что на этих режимах частота вращения компрессора изменяется в точном соответствии с изменениями скоростного режима поршневой части двигателя [7, 8]. Но при этом на установившихся режимах несомненные преимущества имеют двигатели со свободным турбокомпрессором. В соответствии с данными работы [8], в установившихся режимах внешней скоростной характеристики двигателя типа Д6Н замена турбокомпрессора системой наддува с приводным компрессором приводит к уменьшению эффективной мощности двигателя на 5,8...6,6 %, увеличению удельного эффективного расхода топлива на 6,1...8,5 %, снижению дымности ОГ в 1,6–2,1 раза, росту концентрации в них оксидов азота в 1,4–2,0 раза, увеличению выброса диоксида углерода на 6,1...8,4 %. В связи с этим представляется целесообразным применять систему газотурбинного наддува, а для улучшения работы этой системы на неустановившихся режимах необходимо реализовать регулирование турбонаддува.

Эффективным методом регулирования турбонаддува служит подача дополнительного воздуха во впускной трубопровод двигателя после компрессора в динамических режимах [36–39]. При определении необходимой подачи дополнительного воздуха в указанных режимах в качестве исходной информации использованы значения подачи воздуха в цилиндры двигателя, оснащенного свободным турбокомпрессором, а также двигателя с силовой турбиной и приводным компрессором. Для определения этих значений проведено моделирование переходного процесса наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н с использованием схемы моделирования, представленной на рис. 8, и определением не только значений частоты вращения коленча-

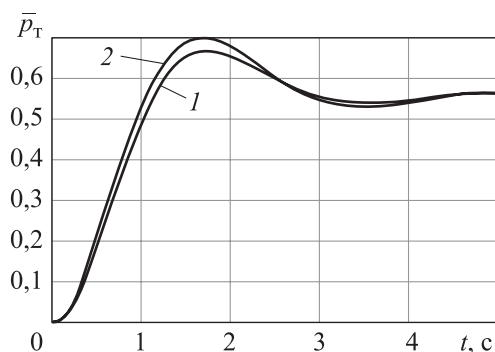


Рис. 11. Характеристики изменения давления ОГ на входе в турбину в переходном процессе наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н:

1 — двигатель со свободным турбокомпрессором; 2 — двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором

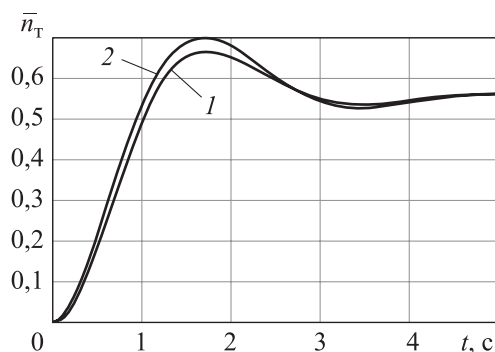


Рис. 12. Характеристики изменения частоты вращения ротора турбокомпрессора в переходном процессе наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н:

1 — двигатель со свободным турбокомпрессором; 2 — двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором

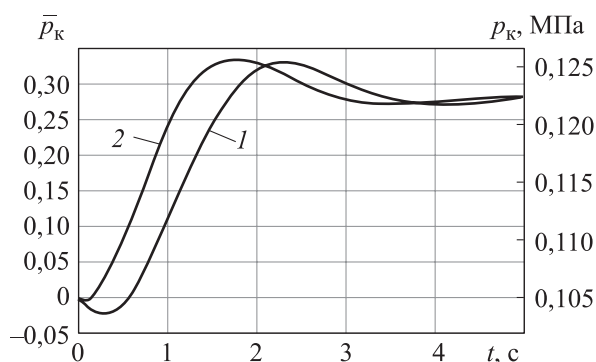


Рис. 13. Характеристики изменения давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора в переходном процессе наброса полной нагрузки на двигатель типа Д6Н:

1 — двигатель со свободным турбокомпрессором; 2 — двигатель с силовой турбиной и приводным компрессором

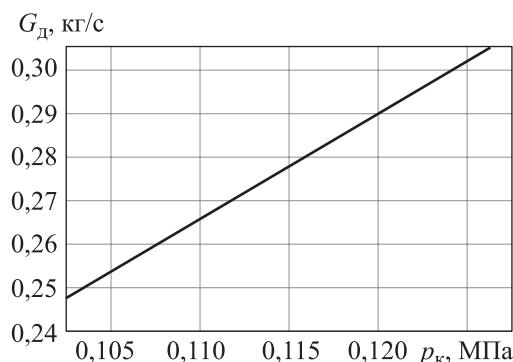


Рис. 14. Зависимость расхода воздуха через двигатель G_d от давления наддувочного воздуха p_K дизельного двигателя типа Д6Н при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

того вала (см. рис. 9), но и значений давления ОГ на входе в турбину (рис. 11), частоты вращения ротора турбокомпрессора (рис. 12), давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора (рис. 13). На рис. 11–13 приведены относительные значения указанных параметров. При получении характеристик этих параметров с использованием ПК SimInTech блок 3 вывода результатов расчета (см. рис. 8) устанавливали на выходе из совокупности блоков, описывающих выпускной трубопровод, турбокомпрессор и выпускной трубопровод соответственно.

В качестве необходимого давления наддувочного воздуха в переходном процессе наброса полной нагрузки выбраны его значения в двигателе с силовой турбиной и приводным ком-

прессором (см. характеристику 2 на рис. 13). Как видно на рис. 13, эти значения давления наддувочного воздуха значительно выше значений давления наддува в двигателе с турбокомпрессором (см. характеристику 1 на рис. 13). Разница этих значений использована при динамических режимах для определения необходимой дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя с регулируемым турбонаддувом.

Для определения такой подачи воздуха на рис. 13 показаны не только относительные значения давления наддувочного воздуха (шкала слева), но и их абсолютные значения (шкала справа). С использованием данных рис. 14, приведенных в работе [42], по абсолютным значениям давления наддувочного воздуха определены

Таблица 3. Текущие значения параметров дизельного двигателя типа Д6Н в переходном процессе наброса полной нагрузки

t, c	$\bar{p}_k$	$p_k, \text{ МПа}$	$G_B, \text{ кг/с}$	$\Delta G_B, \text{ кг/с}$
0	0/0	0,1050/0,1050	0,2537/0,2537	0
0,1	–0,010/–0,002	0,1045/0,1049	0,2525/0,2535	0,0010
0,2	–0,020/0,007	0,1040/0,1056	0,2510/0,2551	0,0041
0,3	–0,023/0,024	0,1037/0,1067	0,2505/0,2578	0,0073
0,4	–0,020/0,050	0,1040/0,1082	0,2511/0,2613	0,0102
0,5	–0,009/0,080	0,1045/0,1100	0,2525/0,2658	0,0133
0,6	0,005/0,110	0,1054/0,1121	0,2546/0,2707	0,0161
0,7	0,026/0,146	0,1066/0,1141	0,2576/0,2756	0,0180
0,8	0,050/0,178	0,1078/0,1157	0,2605/0,2796	0,0191
0,9	0,079/0,209	0,1098/0,1178	0,2652/0,2846	0,0194
1,0	0,108/0,236	0,1117/0,1196	0,2700/0,2891	0,0191
1,1	0,138/0,262	0,1134/0,1212	0,2740/0,2927	0,0187
1,2	0,167/0,285	0,1153/0,1225	0,2785/0,2958	0,0173
1,3	0,191/0,301	0,1169/0,1236	0,2825/0,2985	0,0160
1,4	0,220/0,315	0,1186/0,1245	0,2866/0,3009	0,0143
1,5	0,242/0,324	0,1201/0,1250	0,2900/0,3020	0,0120
1,6	0,264/0,331	0,1214/0,1254	0,2932/0,3030	0,0098
1,7	0,282/0,336	0,1225/0,1256	0,2958/0,3036	0,0078
1,8	0,299/0,336	0,1234/0,1256	0,2980/0,3036	0,0056
1,9	0,311/0,335	0,1242/0,1255	0,3000/0,3033	0,0033
2,0	0,320/0,330	0,1247/0,1254	0,3012/0,3030	0,0018
2,1	0,327/0,327	0,1251/0,1251	0,3025/0,3025	0

Примечание. В таблице введены следующие обозначения: t — текущее время переходного процесса, с; $\bar{p}_k$ — относительное давление наддувочного воздуха; p_k — абсолютное давление наддувочного воздуха, МПа; G_B — расход воздуха через двигатель, кг/с; ΔG_B — разница расходов воздуха в двигателе со свободным турбокомпрессором и с турбокомпрессором и системой подачи дополнительного воздуха от аккумулятора, кг/с. В числителе указаны значения параметров для дизельного двигателя со свободным турбокомпрессором, в знаменателе — с турбокомпрессором и системой подачи дополнительного воздуха от аккумулятора.

значения расхода воздуха через двигатель Д6Н с турбокомпрессором, а также с силовой турбиной и приводным компрессором (табл. 3). По данным табл. 3 определена характеристика дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя типа Д6Н в переходном процессе наброса полной нагрузки, показанная на рис. 15.

Представленная на рис. 15 характеристика дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя может быть сформирована с использованием схемы регулирования, показанной

на рис. 3. При этом закон подачи дополнительного воздуха в цилиндры двигателя реализуется электронным блоком управления 3 (см. рис. 3), в который поступают сигналы от датчиков 4 режимных параметров, среди которых датчики частоты вращения коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора, давления наддувочного воздуха и давления ОГ перед турбиной, датчик положения дозирующего органа ТНВД. При реализации характеристики, показанной на рис. 15, интегральная подача дополнитель-

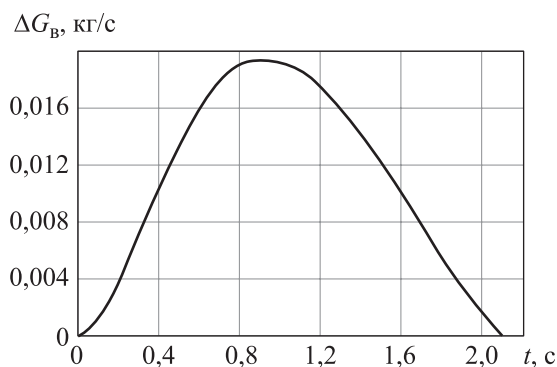


Рис. 15. Характеристика дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя Д6Н в переходном процессе наброса полной нагрузки

ного количества воздуха в цилиндры двигателя (через его впускной трубопровод) от аккумулятора 1 (см. рис. 3) через электроуправляемый клапан 2 в течение рассматриваемого переходного процесса составляет 0,02342 кг. Такая подача дополнительного воздуха в цилиндры двигателя сокращает продолжительность переходного процесса с 3,07 до 2,82 с.

В целом результаты проведенных исследований свидетельствуют о том, что регулирования турбонаддува путем подачи дополнительного воздуха во впускной трубопровод после компрессора в динамических режимах эффективно улучшает динамические характеристики исследуемого двигателя.

Заключение

Результаты проведенных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. В системах воздухообеспечения большинства современных дизельных двигателей используются турбокомпрессоры. Недостатками их использования являются несогласованность характеристик поршневой части двигателя и турбокомпрессора в режимах внешней скоростной характеристики с пониженными значениями частоты вращения коленчатого вала, а также недостаточно хорошие динамические характеристики системы газотурбинного наддува. В системах газообмена дизельных двигателей используются также силовые турбины и приводные компрессоры. По сравнению с двигателями, оснащенными турбокомпрессором, двигатели с приводным компрессором имеют некоторые преимущества при их эксплуатации на неустановившихся режимах (в переходных

процессах) в силу того, что при этих режимах частота вращения компрессора изменяется в точном соответствии с изменениями скоростного режима поршневой части двигателя. Однако в установившихся режимах двигатели с турбокомпрессором имеют несомненные преимущества.

2. Рассмотрена возможность использования в дизельных двигателях системы газотурбинного наддува с системой регулирования подачи дополнительного воздуха во впускной трубопровод двигателя после компрессора в динамических режимах. Разработана математическая модель комбинированного двигателя с традиционной системой газотурбинного наддува, двигателя, оснащенного силовой турбиной и приводным компрессором, а также двигателя с турбонаддувом и системой регулирования подачи дополнительного воздуха в цилиндры в динамических режимах. Модели такого комбинированного двигателя с указанными системами воздухообеспечения включают линейные дифференциальные уравнения основных элементов САР — поршневой части, элементов системы наддува, впускного и выпускного трубопроводов, регулятора.

3. Выполнена сравнительная оценка динамических качеств дизельного двигателя с различными системами воздухообеспечения. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д6Н, используемый в качестве первичного двигателя дизель-генераторной установки. С использованием программного комплекса SimInTech проведено моделирование переходного процесса наброса полной нагрузки на исследуемый двигатель. Моделирование такого переходного процесса в двигателе с силовой турбиной и приводным компрессором сведено к моделированию двигателя со свободным турбокомпрессором при замене принятого значения постоянной времени турбокомпрессора 0,858 с ее нулевым значением.

4. Результаты моделирования показали, что при замене турбокомпрессора силовой турбиной и приводным компрессором его динамические качества в рассматриваемом переходном процессе заметно улучшаются. Установка на двигатель силовой турбины и приводного компрессора вместо свободного турбокомпрессора приводит к сокращению продолжительности переходного процесса с 3,07 до 2,82 с.

В исходной комплектации двигателя со свободным турбокомпрессором требования ГОСТ Р 55231–2012 к САР второго класса точности по продолжительности переходного не выполняются (ее предельное значение равно 3 с). При этом перерегулирование (провал частоты вращения в переходном процессе) увеличилось с 2,3 до 2,6 %. Однако такое перерегулирование существенно меньше предельного значения перерегулирования, допускаемого ГОСТ Р 55231–2012 для САР второго класса точности и равного 7,5 %.

5. Проведен сравнительный анализ изменения давления воздуха на выходе из компрессора в переходном процессе наброса нагрузки на двигатель Д6Н с различными системами над-

дува. Отмечено, что в этом процессе двигателя с силовой турбиной и приводным компрессором давление наддувочного воздуха увеличивается быстрее, чем в двигателе с турбокомпрессором. С использованием разницы текущих значений давления наддува в этих двигателях получена желательная характеристика дополнительной подачи воздуха в цилиндры двигателя с турбокомпрессором. При реализации этой характеристики интегральная подача дополнительного воздуха в цилиндры в рассматриваемом переходном процессе составила 0,02342 кг. Подача дополнительного воздуха в цилиндры двигателя с турбокомпрессором сокращает продолжительность переходного процесса с 3,07 до 2,82 с.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [4] Zinner K.A. *Supercharging of internal combustion engines. Fundamentals, calculations, examples*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1978, 290 p.
- [5] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2007, 176 с.
- [6] Ханк Г., Лангкелбел Ф. *Турбодвигатели и компрессоры: справочное пособие*. Москва, Астрель, АСТ, 2007, 352 с.
- [7] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Трифонов В.Л., Остроухов А.А. Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 70–86.
- [8] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Неверов В.А., Остроухов А.А. Расчетные исследования комбинированной установки с поршневым двигателем, оснащенной турбокомпрессором и приводным компрессором. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 5, с. 103–113.
- [9] Гатауллин Н.А., Гафуров Г.Г., Галеев А.Х., Исхаков Н.М., Абрамов В.И., Клочков Ю.П., Герасимов Ю.И., Баринов В.М., Лаптев К.В. Малоразмерные автотракторные турбокомпрессоры. *Двигатель*, 2001, № 6, с. 12–13.
- [10] Толшин В.И. *Форсированные дизели. Переходные режимы, регулирование*. Москва, Машиностроение, 1995, 198 с.
- [11] Патрахальцев Н.Н. *Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во РУДН, 2009, 380 с.
- [12] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и направления их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 142–168.
- [13] Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. *Регулирование турбонаддува ДВС*. Москва, Высшая школа, 1978, 213 с.
- [14] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 76–83.
- [15] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [16] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 2014, № 4, с. 19–28.
- [17] Химич В.Л., Епифанов Д.В. Выбор системы наддува в зависимости от требований экологических стандартов и уровня форсирования быстроходного автомобильного дизеля. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2010, т. 14, № 5 (40), с. 38–45.

- [18] Файн М.А. Анализ перспектив развития систем регулирования наддува дизелей с использованием описаний к патентам на изобретения. *Двигателестроение*, 1981, № 2, с. 36–38.
- [19] Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Сальников А.С. Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 14–23. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>
- [20] Радченко П.М., Резник А.Г., Данилович А.П. Адаптивный турбонаддув дизель-генератора. *Транспорт Российской Федерации*, 2015, № 4 (59), с. 53–59.
- [21] Терещенко Е.С., Шабалин Д.В. Улучшение качества переходных процессов дизеля с газотурбинным наддувом применением системы управления турбокомпрессором. *Вестник СибАДИ*, 2012, № 1 (23), с. 76–79.
- [22] Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Использование регулируемого турбонаддува для оптимизации рабочих процессов главных судовых двигателей при длительной работе на малых мощностях. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2017, т. 9, № 6, с. 1291–1299. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>
- [23] Han Y., Yang C., Wang H., Wang Y., Hu D., Wang B., Duan B. Simulation of sequential turbocharging switching control system for low speed diesel engines. *Journal of Physics Conference Series*, 2023, vol. 2437, no. 1, art. no. 012014, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2437/1/012014>
- [24] Yang M., Gu Y., Deng K., Yang Z., Zhang Y. Analysis on altitude adaptability of turbocharging systems for a heavy-duty diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 128, no. 9, pp. 1196–1207. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.065>
- [25] Padzillah M.H., Rajoo S., Martinez-Botas R.F. Influence of speed and frequency towards the automotive turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 80, no. 5, pp. 416–428. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.01.047>
- [26] Zhang H., Tang X., Qian Y., Shi L., Deng K. Study on optimal control strategy for regulated two-stage turbocharged diesel engine during transient process. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35, no. 12, pp. 5699–5712. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-1139-2>
- [27] Song K., Upadhyay D., Xie H. An assessment of the impacts of low-pressure exhaust gas recirculation on the air path of a diesel engine equipped with electrically assisted turbochargers. *International Journal of Engine Research*, 2019, vol. 22, no. 1, pp. 1–39. <https://doi.org/10.1177/1468087419854294>
- [28] Katsanos C.O., Hountalas D.T., Zannis T.C. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine. *Energy Conversion Management*, 2013, vol. 76, no. 12, pp. 712–724. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.08.022>
- [29] Hiereth H., Prenninger P. *Charging the internal combustion engine*. Vienna, Springer-Verlag, 2007, 268 p.
- [30] Заручейский А.В. Повышение топливной экономичности силовых установок тепловозов путем совершенствования систем воздухообеспечения. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, ВНИИЖТ, 2000, 167 с.
- [31] Епифанов Д.В. Методика выбора типа и характеристик агрегатов наддува автомобильного ДВС, удовлетворяющего перспективным экологическим и экономическим требованиям. Дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2010, 156 с.
- [32] Боковиков А.Н. Использование турбокомпрессора с турбиной изменяемой геометрии для повышения экологических и экономических показателей дизеля. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 171 с.
- [33] Харитонов С.В. Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 171 с.
- [34] Лазарев А.В. Улучшение характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратимой электрической машиной. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Московский Политех, 2018, 117 с.
- [35] Григоров И.Н. Создание систем двухступенчатого наддува высокофорсированных дизелей различного назначения. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Московский Политех, 2018, 113 с.
- [36] Карташевич А.И., Горелько В.М., Крепс Л.И. Расчет основных параметров системы автоматической подачи дополнительного воздуха при работе автотракторного дизеля с наддувом на переходных режимах. *Двигателестроение*, 1991, № 6, с. 28–30.
- [37] Карташевич А.Н., Кожушко В.К., Крепс Л.И. Совершенствование системы подачи дополнительного воздуха во время переходного процесса автотракторных дизелей с наддувом. *Двигателестроение*, 1996, № 1, с. 56–59.

- [38] Крепс Л.И., Карташевич А.Н., Горелько В.М. Влияние автоматических систем защиты и подачи дополнительного воздуха на показатели переходных процессов автотракторного дизеля с наддувом. *Двигателестроение*, 1985, № 1, с. 40–43.
- [39] Крепс Л.И., Карташевич А.Н., Горелько В.М. Разработка и исследование системы автоматической подачи дополнительного воздуха на переходных режимах автотракторного дизеля с наддувом. *Двигателестроение*, 1984, № 2, с. 13–16.
- [40] *Двигатель дизельный силовых установок 1Д6Н-250С2 (У1Д6)*. URL: <https://altaydizel.ru/p/764612142-dvigatel-dizelnyy-silovyh-ustanovok-1d6n-250s2-u1d6/> (дата обращения 22.08.2023).
- [41] Поликер Б.Е., ред. *Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций*. Москва, Легион-Автодата, 2006, 326 с.
- [42] Поздняков Е.Ф. Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009, 150 с.
- [43] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [44] Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Развитие многозонных моделей для расчета сгорания в современных ДВС. *Двигателестроение*, 2017, № 2, с. 7–10.
- [45] Дехович Д.А., Перов К.Ю. Математическая модель характеристик КДВС с различными системами турбонаддува. *Двигателестроение*, 1988, № 7, с. 9–12.
- [46] Гаврилов А.А., Гоц А.Н. Модель турбонаддува в цикле двигателя с переменным давлением воздуха на выпуске. *Фундаментальные исследования*, 2013, № 8–1, с. 24–28. URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31863> (дата обращения 16.02.2025).
- [47] Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Математическая модель моторного цикла дизеля и ее программная реализация в среде Simulink MATLAB. *Вестник транспорта Поволжья*, 2018, № 5 (71), с. 73–80.
- [48] Тимошенко Д.В. *Исследование и улучшение динамических качеств переходных режимов работы комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск, Хабаровский государственный технический университет, 2004, 156 с.
- [49] Galindo J., Serrano J.R., Climent H., Varnier O. Impact of two-stage turbocharging architectures on pumping losses of automotive engines based on an analytical model. *Energy Conversion Management*, 2010, vol. 51, no. 10, pp. 1958–1969. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.02.028>
- [50] Yin J., Su T., Guan Z., Chu Q., Meng C., Jia L., Wang J., Zhang Y. Modeling and validation of a diesel engine with turbocharger for hardware-in-the-loop applications. *Energies*, 2017, vol. 10 (5), art. no. 685, pp. 1–17. <https://doi.org/10.3390/en10050685>
- [51] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [52] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 35–46. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46>
- [53] Кузнецов А.Г., Марков В.А., Трифонов В.Л. Математическая модель системы автоматического управления дизелем с турбонаддувом. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2000, № 4, с. 106–119.
- [54] Карташов Б.А., Шабаев Е.А., Козлов О.С. и др. *SimInTech. Среда динамического моделирования технических систем*. Москва, ДМК Пресс, 2017, 424 с.
- [55] Щекагуров А.М., Корсаков А.Р. *SimInTech. Методика моделирования динамики паротурбинной установки*. Москва, ДМК Пресс, 2021, 242 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Volume IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [4] Zinner K.A. *Supercharging of internal combustion engines. Fundamentals, calculations, examples*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 1978, 290 p.

- [5] Patrakhaltsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Forcing of internal combustion engines by supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2007, 176 p. (In Russ.).
- [6] Hack G., Langkabel F. *Turbo- und kompressormotoren: Entwicklung, technik, typen*. Motorbuch, 1999, 348 p. (Russ. ed.: *Turbodvigateli i kompressory*. Moscow, Astrel Publ., AST Publ., 2007, 352 p.)
- [7] Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Trifonov V.L., Ostroukhov A.A. Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 2, pp. 70–86. (In Russ.).
- [8] Markov V.A., Barchenko F.B., Neverov V.A., Ostroukhov A.A. Computational study of a combined plant with the piston engine equipped with the turbocharged and drive compressors. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 5, pp. 103–113. (In Russ.).
- [9] Gataullin N.A., Gafurov G.G., Galeev A.Kh., Iskhakov N.M., Abramov V.I., Klochkov Yu.P., Gerasimov Yu.I., Barinov V.M., Laptev K.V. Small-sized tractor turbochargers. *Engine*, 2001, no. 6, pp. 12–13. (In Russ.).
- [10] Tolshin V.I. *Forsirovannye dizeli. Perekhodnye rezhimy, regulirovanie* [Forced diesels. Transient modes, regulation]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1995, 198 p. (In Russ.).
- [11] Patrakhaltsev N.N. *Neustanovivshiesya rezhimy raboty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Unsteady operating modes of internal combustion engines]. Moscow, RUDN Publ., 2009, 380 p. (In Russ.).
- [12] Markov V.A. Automatic control and regulation systems for thermal power plants and directions for their improvement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1, pp. 142–168. (In Russ.).
- [13] Krutov V.I., Rybalchenko A.G. *Regulirovanie turbonadduva DVS* [Regulation of turbocharging of internal combustion engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1978, 213 p. (In Russ.).
- [14] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the dynamic properties of a diesel locomotive when using variable geometry turbine. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 76–83. (In Russ.).
- [15] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of exhaust gases of diesel engines]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [16] Tsiplenkin G.E., Iovlev V.I. Turbocharging system optimization as a means to improve engine fuel efficiency. *Engines Construction*, 2014, no. 4, pp. 19–28. (In Russ.).
- [17] Khimich V.L., Epifanov D.V. The use of boost systems depending on the boost level of a high-speed automobile diesel engine to meet the requirements of environmental standards. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2010, no. 3 (62), pp. 24–28. (In Russ.).
- [18] Fayn M.A. Analysis of perspectives of a control system development for diesel engine supercharging, using descriptions to patents for inventions. *Engines Construction*, 1981, no. 2, pp. 36–38. (In Russ.).
- [19] Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Salnikov A.S. Comparative analysis of the technical, economic and environmental performance of a diesel locomotive engine equipped with different turbochargers. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 14–23 (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>
- [20] Radchenko P.M., Reznik A.G., Danilovich A.P. Adaptive turbosupercharging for diesel generator. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2015, no. 4 (59), pp. 53–59. (In Russ.).
- [21] Tereshchenko E.S., Shabalin D.V. Improving the quality of transient processes in a gas-turbine-supercharged diesel engine using a turbocharger control system. *Vestnik SibADI*, 2012, no. 1 (23), pp. 76–79. (In Russ.).
- [22] Punda A.S., Gur'ev Yu.G. The use of controlled turbocharging to optimize the work processes of the main marine engines during long-term operation at low power. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2017, vol. 9, no. 6, pp. 1291–1299. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>
- [23] Han Y., Yang C., Wang H., Wang Y., Hu D., Wang B., Duan B. Simulation of sequential turbocharging switching control system for low speed diesel engines. *Journal of Physics Conference Series*, 2023, vol. 2437, no. 1, art. no. 012014, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2437/1/012014>
- [24] Yang M., Gu Y., Deng K., Yang Z., Zhang Y. Analysis on altitude adaptability of turbocharging systems for a heavy-duty diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 128, no. 9, pp. 1196–1207. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.065>
- [25] Padzillah M.H., Rajoo S., Martinez-Botas R.F. Influence of speed and frequency towards the automotive turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 80, no. 5, pp. 416–428. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.01.047>
- [26] Zhang H., Tang X., Qian Y., Shi L., Deng K. Study on optimal control strategy for regulated two-stage turbocharged diesel engine during transient process. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35, no. 12, pp. 5699–5712. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-1139-2>

- [27] Song K., Upadhyay D., Xie H. An assessment of the impacts of low-pressure exhaust gas recirculation on the air path of a diesel engine equipped with electrically assisted turbochargers. *International Journal of Engine Research*, 2019, vol. 22, no. 1, pp. 1–39. <https://doi.org/10.1177/1468087419854294>
- [28] Katsanos C.O., Hountalas D.T., Zannis T.C. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine. *Energy Conversion Management*, 2013, vol. 76, no. 12, pp. 712–724. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.08.022>
- [29] Hiereth H., Prenninger P. *Charging the internal combustion engine*. Vienna, Springer-Verlag, 2007, 268 p.
- [30] Zarucheyskiy A.V. *Povyshenie toplivnoy ekonomichnosti silovykh ustanovok teplovozov putem sovershenstvovaniya sistem vozdukhosnabzheniya* [Increase of fuel efficiency of diesel locomotive power plants by improvement of air supply systems]. Ph. D. Diss. Moscow, VNIIZhT Publ., 2000, 167 p. (In Russ.).
- [31] Epifanov D.V. *Metodika vybora tipa i harakteristik agregatov nadduva avtomobil'nogo DVS, udovletvoryayushchego perspektivnym ekologicheskim i ekonomicheskim trebovaniyam* [Methodology for selecting the type and characteristics of automotive internal combustion engine supercharging units that meet advanced environmental and economic requirements]. Ph. D. Diss. Nizhny Novgorod, Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev, 2010, 156 p. (In Russ.).
- [32] Bokovikov A.N. *Ispol'zovanie turbokompressora s turbinoy izmenyaemoy geometrii dlya povysheniya ekologicheskikh i ekonomicheskikh pokazateley dizelya* [The use of a turbocharger with a variable geometry turbine to improve the environmental and economic performance of diesel engine]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Publ., 2011, 171 p. (In Russ.).
- [33] Kharitonov S.V. *Formirovanie kharakteristik dizelnogo dvigatelya pri ispol'zovanii sistemy kompleksnogo adaptivnogo upravleniya* [Formation of characteristics of a diesel engine at use of system of complex adaptive control]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Publ., 2017, 171 p. (In Russ.).
- [34] Lazarev A.V. *Uluchshenie kharakteristik avtomobilnogo dvigatelya pri pomoshchi agregata nadduva s obratimoy elektricheskoy mashinoy* [Improvement of car engine performance by means of a supercharger unit with reversible electric machine]. Ph. D. Diss. Moscow, Moskovskiy Politekh Publ., 2018, 117 p. (In Russ.).
- [35] Grigorov I.N. *Sozdanie sistem dvukhstupenchatogo nadduva vysokoforsirovannykh dizeley razlichnogo naznacheniya* [Creation of two-stage supercharging systems for high-powered diesel engines for different purposes]. Ph. D. Diss. Moscow, Moskovskiy Politekh Publ., 2018, 113 p. (In Russ.).
- [36] Kartashevich A.I., Gorelko V.M., Kreps L.I. Calculation of the main parameters of the automatic additional air supply system for a turbocharged diesel engine in transient modes. *Engines Construction*, 1991, no. 6, pp. 28–30. (In Russ.).
- [37] Kartashevich A.N., Kozhushko V.K., Kreps L.I. Improvement of the system for supplying additional air during the transient process of turbocharged diesel engines. *Engines Construction*, 1996, no. 1, pp. 56–59. (In Russ.).
- [38] Kreps L.I., Kartashevich A.N., Gorelko V.M. Influence of automatic protection systems and additional air supply on the transient processes of a supercharged tractor diesel. *Engines Construction*, 1985, no. 1, pp. 40–43. (In Russ.).
- [39] Kreps L.I., Kartashevich A.N., Gorelko V.M. Development and research of an automatic system for supplying additional air in the transient modes of a supercharged tractor diesel. *Engines Construction*, 1984, no. 2, pp. 13–16. (In Russ.).
- [40] *Dvigatel dizelnyy silovykh ustanovok 1D6N-250S2 (U1D6)* [1D6N-250X2 diesel engine (U1D6)]. Available at: <https://altaydizel.ru/p/764612142-dvigatel-dizelnyy-silovyh-ustanovok-1d6n-250s2-u1d6/> (accessed August 22, 2023).
- [41] Poliker B.E. Ed. *Dizelnye dvigateli dlya elektroagregatov i elektrostantsiy* [Diesel engines for electrical units and power stations]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2006, 326 p. (In Russ.).
- [42] Pozdnyakov E.F. *Analiz effektivnosti ispol'zovaniya regulatora chastoty vrashcheniya s posledovatelno vkluchennymi korrrektiruyushchimi zveniyami v dizelnom dvigatele dizel generatornoy ustanovki* [Efficiency analysis of the use of a speed regulator with serially included corrective links in a diesel engine of a diesel-generator set]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Publ., 2009, 150 p. (In Russ.).
- [43] Guzzella L., Onder C.H. *Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems*. Berlin, Springer-Verlag, 2010, 354 p.
- [44] 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.).

- [45] Dekhovich D.A., Perov K.Yu. Mathematical model of the characteristics of a diesel engine with various turbocharging systems. *Engines Construction*, 1988, no. 7, pp. 9–12. (In Russ.).
- [46] Gavrilov A.A., Gots A.N. Turbocharging model in the engine cycle with variable air intake pressure. *Fundamental Research*, 2013, no. 8–1, pp. 24–28. Available at: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31863> (accessed February 16, 2025). (In Russ.).
- [47] Konkova I.D., Davydov Yu.A., Konkov A.Yu. Mathematical model of the diesel engine cycle and its software implementation in the Simulink MATLAB environment. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2018, no. 5 (71), pp. 73–80. (In Russ.).
- [48] Timoshenko D.V. *Issledovanie i uluchshenie dinamicheskikh kachestv perekhodnykh rezhimov raboty kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Research and improvement of dynamic qualities of the transient operation modes of the combined internal combustion engines]. Ph. D. Diss. Khabarovsk, Khabarovskiy State Technical University Publ., 2004, 156 p. (In Russ.).
- [49] Galindo J., Serrano J.R., Climent H., Varnier O. Impact of two-stage turbocharging architectures on pumping losses of automotive engines based on an analytical model. *Energy Conversion Management*, 2010, vol. 51, no. 10, pp. 1958–1969. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.02.028>
- [50] Yin J., Su T., Guan Z., Chu Q., Meng C., Jia L., Wang J., Zhang Y. Modeling and validation of a diesel engine with turbocharger for hardware-in-the-loop applications. *Energies*, 2017, vol. 10 (5), art. no. 685, pp. 1–17. <https://doi.org/10.3390/en10050685>
- [51] 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.).
- [52] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Furman V.V., Plakhov S.V. Simulation of the diesel engine rotational speed automatic control system. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2019, no. 7, pp. 35–46. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-7-35-46>
- [53] Kuznetsov A.G., Markov V.A., and Trifonov V.L. Mathematical model of an automatic control system for a turbocharged diesel engine. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 4, pp. 106–119 (In Russ.).
- [54] Kartashov B.A., Shabaev E.A., Kozlov O.S. et al. *SimInTech. Sreda dinamicheskogo modelirovaniya tekhnicheskikh system* [SimInTech. Environment for dynamic modelling of technical systems]. Moscow, DMK Press Publ., 2017, 424 p. (In Russ.).
- [55] Shchekaturov A.M., Korsakov A.R. *SimInTech. Metodika modelirovaniya dinamiki paroturbinnoy ustanovki* [SimInTech. Methodology of modelling dynamics of steam turbine plant.]. Moscow, DMK Press Publ., 2021, 242 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Сведения об авторах

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; markov58@bmstu.ru

Барченко Филипп Борисович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: barchenko@bmstu.ru

Слепцов Олег Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергетические установки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: mabill@yandex.ru; slepcovon@bmstu.ru

Остроухов Андрей Алексеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергетические установки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: ovs9@yandex.ru; ostrouhov1998@gmail.com

Information about the authors

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

Barchenko Philip Borisovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Department of Combined Motors and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: barchenko@bmstu.ru

Sleptsov Oleg Nikolaevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: ma-bill@yandex.ru; slepcovon@bmstu.ru

Ostroukhov Andrey Alekseevich — Postgraduate student of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: ovs9@yandex.ru; ostrouhov1998@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Остроухов А.А. Расчетные исследования дизельного двигателя с турбонаддувом и дополнительной подачей воздуха в цилиндры в динамических режимах. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 33–54.

Citation:

Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Ostroukhov A.A. Calculation studies of a diesel engine with turbocharging and additional air supply to the cylinders in dynamic modes. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 33–54. (In Russ.).

УДК 62.529+621.436

Методика формирования адаптаций топливоподачи для системы управления двигателем с искровым зажиганием*

П.В. Душкин, В.В. Кремнев, С.С. Ховренко

ФГУП НАМИ, Москва, Российская Федерация

Methodology for generating fuel delivery adaptations for a spark-ignition engine management system

P.V. Dushkin, V.V. Kremnev, S.S. Khovrenok

FSUE NAMI, Moscow, Russian Federation

Цель работы, основные результаты которой представлены в публикации, — адаптация программного обеспечения системы управления двигателем внутреннего сгорания к изменению характеристик и условий работы двигателя. Работа проведена на примере адаптации топливоподачи за счет сохранения коррекций, формируемых α -регулятором по обратной связи с λ -зондом для поддержания заданного состава смеси. Методика основана на использовании искусственной нейронной сети (ИНС), работающей по технологии «Локально-линейные модели». Актуальность работы обусловлена тем, что опыт разработки ИНС для систем управления ДВС практически отсутствует. При этом использование ИНС в виде «черных ящиков» от сторонних производителей не обеспечивает требований к функциональной безопасности и может потребовать повышенных ресурсов от микроконтроллера. В публикации представлено описание разрабатываемой методики адаптивного управления, ее сравнение с классическим табличным методом и результаты предварительных моторных испытаний двигателя со встроенной ИНС.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, система управления, адаптивное управление, искусственная нейронная сеть, транспортное средство

The objective of this study, the main results of which are presented in this publication, is to enable the adaptation of internal combustion engine control system software to changing engine characteristics and operating conditions. The study is based on the example of fuel delivery adaptation by maintaining corrections generated by an α controller via feedback from a λ probe to maintain a specified mixture composition. The methodology is based on an artificial neural network (ANN) operating using locally linear model technology. The relevance of this study lies in the fact that there is virtually no experience developing ANNs for internal combustion engine control systems. Furthermore, the use of ANNs as “black boxes” from third-party manufacturers does not meet functional safety requirements and may require increased microcontroller resources. The publication presents a description of the adaptive control methodology being developed, a comparison with the classical spreadsheet method and the results of preliminary engine tests of an engine with an integrated ANN.

Keywords: internal combustion engine, control system, adaptive control, artificial neural network, vehicle

*Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-79-00035, <https://rscf.ru/project/24-79-00035/>

Введение

Современные принципы построения и исследования систем автоматического управления (САУ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) базируются на моделировании этих САУ, использовании современных методов оптимизации, машинного обучения, методов искусственного интеллекта, искусственных нейронных сетей [1–5]. Также отметим, что тот или иной подход к построению САУ подбирают под конкретную задачу, и нельзя однозначно рекомендовать какой-либо подход как универсальный [6–10].

Увеличение вычислительной мощности микроконтроллеров позволило применить новые методы управления двигателем, построенные на физических закономерностях [11, 12] или искусственных нейронных сетях (ИНС) [13]. Первые существенные наработки по проблематике ИНС были опубликованы в 1965 г. [14], сегодня эти принципы применяются для очень широкого круга задач. Для использования ИНС в системах управления ДВС необходимо учесть требования по контролируемому быстродействию для работы в режиме реального времени и достаточному уровню функциональной безопасности.

В рамках работы, результаты которой представлены в публикации, сделана попытка адаптировать существующую технологию «Локально-линейные модели» [15, 16] к требованиям и задачам, актуальным в области систем управления ДВС.

Описание разрабатываемой методики адаптивного управления (основные элементы искусственных нейронных сетей)

Искусственные нейронные сети представляет собой совокупность линейных моделей-нейронов, каждый из которых работает в отведенном для него диапазоне значений входных факторов-признаков. Основные характеристики ДВС — частота вращения коленчатого вала, цикловое наполнение цилиндра воздухом и температура охлаждающей жидкости.

Выход одной линейной модели-нейрона можно описать формулой

$$\hat{y}_i = (\omega_{i0} + \omega_{i1}u_1 + \omega_{i2}u_2 + \dots + \omega_{ip}u_p)\Phi_i(\bar{u}), \quad (1)$$

где индексы i и p означают номер нейрона и количество признаков соответственно; ω_{ij} — коэффициенты нейрона; u_j — признак (например, частота вращения n); $\bar{u}$ — вектор признаков; $\Phi_i(\bar{u})$ — функция принадлежности.

Выражение (1) можно представить в виде схемы (рис. 1).

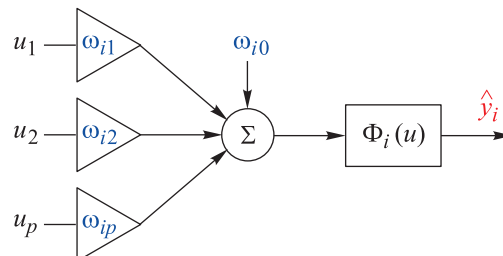


Рис. 1. Линейная модель (нейрон) и функция принадлежности

Выход совокупности линейных моделей-нейронов характеризуется формулой

$$\hat{y} = \sum_{i=1}^M \hat{y}_i = \sum_{i=1}^M (\omega_{i0} + \omega_{i1}u_1 + \omega_{i2}u_2 + \dots + \omega_{ip}u_p)\Phi_i(\bar{u}), \quad (2)$$

где индекс M означает количество нейронов; y_i — выход одной линейной модели, например, коррекция топливоподачи.

Схематичное представление выражения (2) показано на рис. 2.

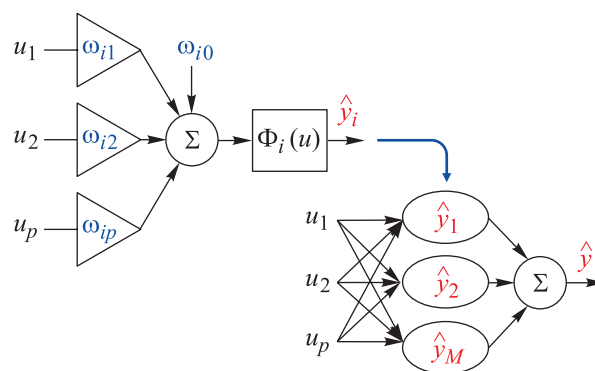


Рис. 2. Совокупность нейронов (ИНС)

Функция принадлежности $\Phi_i(\bar{u})$ обеспечивает активацию нейрона, соответствующего текущей режимной точке, и плавный переход между нейронами. Рассчитывают эту функцию по следующим выражениям.

Функция валидации:

$$\mu_i(\bar{u}) = \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{(u_1 - c_{i1})^2}{\sigma_{i1}^2} + \dots + \frac{(u_p - c_{ip})^2}{\sigma_{ip}^2} \right) \right]. \quad (3)$$

Здесь индекс $i = 1, \dots, M$ означает номер нейрона, $j = 1, \dots, p$ — номер признака, таким образом:

– каждый нейрон имеет центр c , координаты которого записываются по осям признаков (на рис. 3 дано пояснение на примере двух признаков);

– форма функции μ определяется выражением $\sigma_{ij} = k_\sigma \Delta_{ij}$, где Δ_{ij} — ширина области, в которой работает нейрон i по оси признака j . Подбор значения k_σ — одна из основных задач для правильного формирования функции валидации μ .

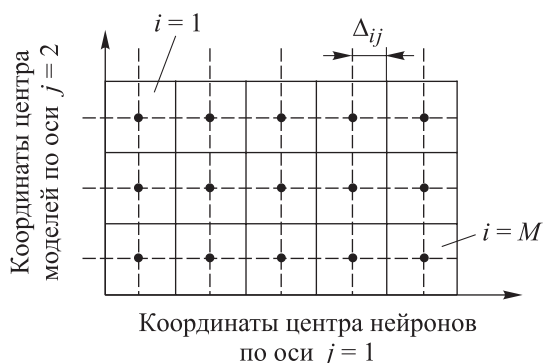


Рис. 3. Пояснение к формированию центров нейронов c на примере двухмерного случая поле заполнено 15-ю нейронами одинакового размера

Функция валидации (выражение (3)) построена на основе выражения плотности вероятности для нормального закона распределения (распределение Гаусса) [17]. Таким образом, параметр σ_i — аналог среднего квадратического отклонения (условная дисперсия), характеризующий форму μ , а c с соответствующим индексом — аналог математического ожидания, характеризующий положение центра нейрона (фактически — его положение в области существования признаков).

Для использования функции μ ее нормируют относительно единицы, в результате чего формируется функция принадлежности:

$$\Phi_i(\bar{u}) = \frac{\mu_i(\bar{u})}{\sum_{m=1}^M \mu_m(\bar{u})}. \quad (4)$$

Для суммы функций принадлежности должно соблюдаться проверочное условие

$$\sum_{i=1}^M \Phi_i(\bar{u}) = 1. \quad (5)$$

Функция Φ показывает, какую долю от результата работы каждого нейрона необходимо использовать при данном векторе признаков $\bar{u}$.

Пример работы функции Φ представлен на рис. 4 для одномерного случая, где в качестве единственного признака принята частота вращения. Здесь с помощью Φ обеспечивается сопряжение шести нейронов — линейных моделей, построенных по синтетическим данным.

Обучение коэффициентов ω_{ij} (выражения (1) и (2)) обеспечивается аналогом интегрального регулятора, распространенного в теории автоматического регулирования и системах управления ДВС. Задача регулятора — минимизировать рассогласование между выходом нейронов $\hat{y}$ и целевым значением y (т. е. значением, которому должна обучиться ИНС):

$$\begin{cases} \omega_{ij} = K \int_0^t e dt \cdot \Theta_{ij}(u_j); \\ \omega_{i0} = K \int_0^t e dt \cdot \Theta_{i0}(\bar{u}), \end{cases} \quad (6)$$

где K — коэффициент скорости обучения (аналог интегрального коэффициента); e — рассогласование между выходом ИНС $\hat{y}$ и целевым значением y ; Θ — функция разрешения обучения; данная функция была подобрана эмпирически в процессе разработки методики.

Для коэффициентов наклона ω_{ij}

$$\Theta_{ij} = u_j - c_{ij}.$$

Как следует из выражения (6), в центре модели обучение коэффициентов наклона ω_{ij} не осуществляется.

Для коэффициентов смещения ω_{i0} для каждого i -го признака рассчитывается расстояние до края нейрона:

$$x_{ij} = \Delta_{ij} - |u_j - c_{ij}|, \text{ если } x_{ij} < 0, x_{ij} = 0;$$

в качестве Θ_{i0} принимается наименьшее значение x_{ij} или 0.

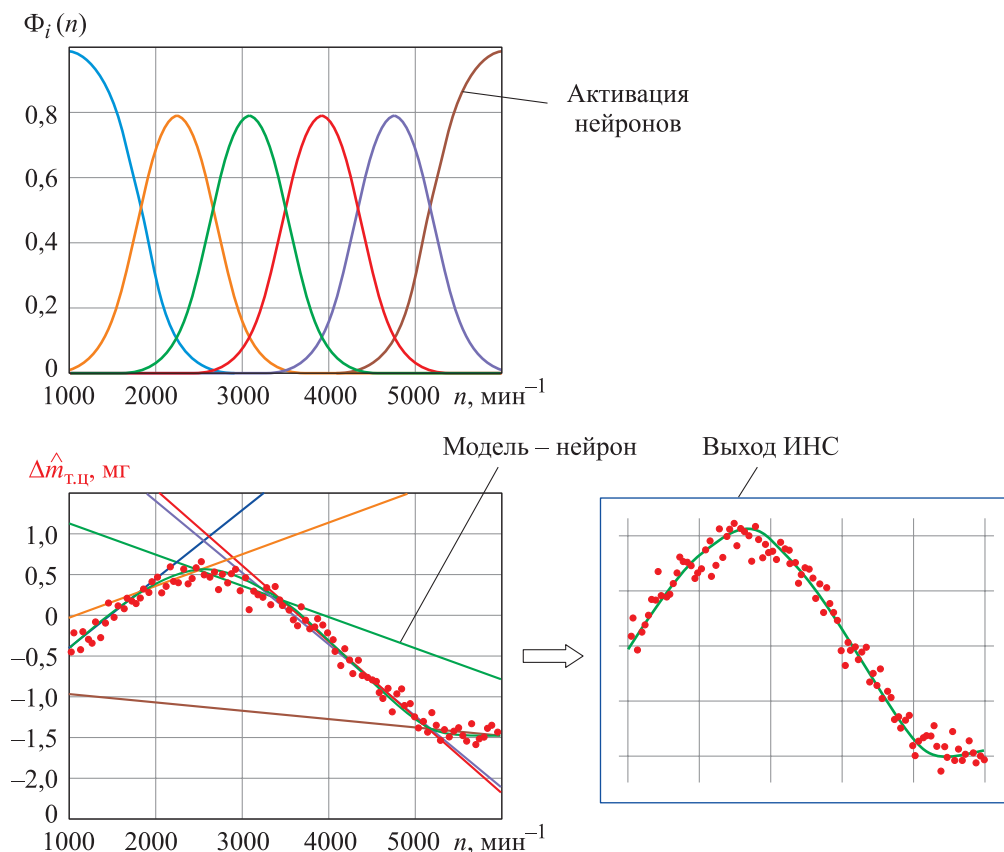


Рис. 4. Пример работы функции принадлежности для одномерного случая:

$\Delta \hat{m}_{\text{т.ц}}$ — выход ИНС, сформированный по синтетическим данным (красным точкам, которые имитируют абсолютную коррекцию цикловой подачи топлива $\Delta m_{\text{т.ц}}, \text{мг}$); $\Phi_i(n)$ — функция принадлежности для каждой из шести линейных модели-нейронов (соответствие функции принадлежности и модели-нейрона устанавливается по цветам)

Сравнение ИНС с классическим табличным методом

Основной сегодня метод формирования топливных адаптаций — запись коррекций топливоподачи в таблицу («обучение») и их чтение методом линейной интерполяции. Для оценки эффективности разрабатываемой методики были реализованы оба подхода — применение ИНС и интерполируемой таблицы. Оценку выполняли в имитационной программе. В качестве целевой функции использовали данные моторных испытаний двигателя с искровым зажиганием 8ЧН 8,8/9 (рис. 5).

Качество обучения для обоих методов оказалось сопоставимым, различие находится в пределах погрешности методики сравнения (см. таблицу). Однако обеспечивается значительная экономия памяти микроконтроллера, экспоненциально возрастающая при увеличении числа признаков.

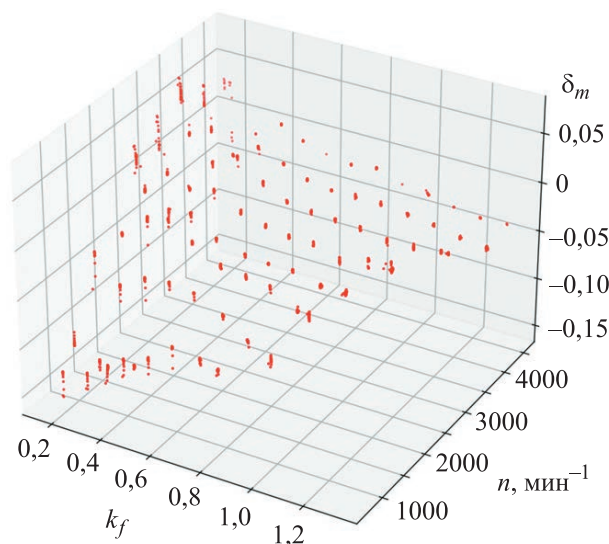


Рис. 5. Целевая функция (температура охлаждающей жидкости постоянна):

δ_m — относительная коррекция топливоподачи; n — частота вращения; k_f — цикловое наполнение цилиндра воздухом, отнесенное к теоретическому наполнению при нормальных физических условиях

Сравнение основной и конкурирующей (альтернативной) методики по объему занимаемой памяти

Число признаков	Параметры таблицы	Параметры ИНС
2	$17 (n) \times 17 (kf) = 289$ значения по 32 бит Требуемая память примерно 1 КБ	20 моделей = 3 коэффициента по 32 бит Требуемая память 0,24 КБ
3	$17 (n) \times 17 (kf) \times 8 (t_{o,ж}) = 2312$ значений по 32 бит Требуемая память примерно 10 КБ	20 моделей = 4 коэффициента по 32 бит Требуемая память 0,32 КБ

Проведение моторных испытаний для оценки эффективности ИНС

Моторные испытания выполнены на двигателе с искровым зажиганием 8ЧН 8,8/9. Двигатель установлен на автоматизированном моторном стенде, программа испытаний которого имитирует движение автомобиля по Европейскому стандартизированному ездовому циклу NEDC (в соответствии с 83 правилами ЕЭК ООН) [18].

Программа испытаний включает:

- проезд цикла с выключенной ИНС (работает α -регулятор для поддержания коэффициента избытка воздуха по обратной связи с λ -зондом);
- два последовательных проезда по циклу с включенной ИНС (для поддержания коэффициента избытка воздуха работает и α -регулятор, и находящаяся в процессе обучения ИНС).

Продолжительность каждого проезда — 20 мин.

Целевой состав смеси на протяжении цикла $\alpha = 1$.

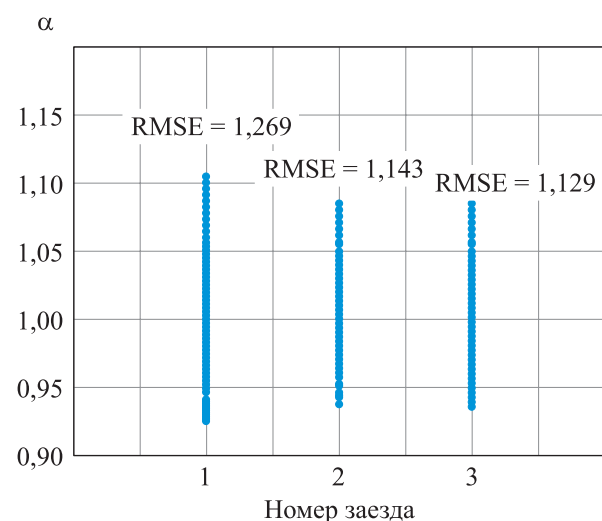


Рис. 6. Разброс состава смеси в зависимости от номера испытаний (заезда):
 α — измеренный (фактический) состав, целевое значение 1

Оценку разброса α относительно целевого значения выполняют с помощью среднего квадратического отклонения (Root Mean Square Error) по формуле

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\alpha - 1)^2}{N}},$$

где N — число измерений α , для выполненных испытаний $N \approx 120\,000$.

В результате проверки при первом испытании получено $RMSE = 1,296$; при втором — 1,143; при третьем — 1,129 (рис. 6).

Оценку среднего квадратического отклонения выборочного распределения выполняли по формуле

$$S_x^2 = \frac{n}{n-1} \sum_{j=1}^k [x_j - m(x)]^2 \cdot P_j - \frac{h^2}{12},$$

где n — объем выборки; x_j — середина интервала; m — математическое ожидание выборки;

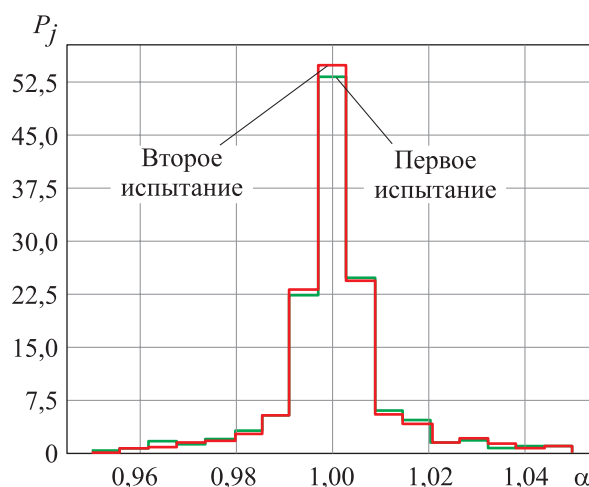


Рис. 7. Гистограмма состава смеси для первого и второго испытаний

P_j — частота; h — ширина интервала, k — число интервалов.

В результате проверки при первом испытании получено $S_x = 2,35$; при втором — 2,15 (рис. 7).

Снижение нагрузки на α -регулятор за счет адаптации топливоподачи с помощью ИНС оценивали по формуле

$$\overline{\delta_m} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N |\delta_{m_i}|}{N}} \cdot 100,$$

где δ_{m_i} — относительная коррекция топливоподачи, формируемая α -регулятором по обратной связи с λ -зондом.

В результате проверки при первом испытании получено $\overline{\delta_m} = 4,28$ %; при втором — 2,76 %; при третьем — 2,29 %.

Заключение

В публикации представлена методика адаптивного управления системами ДВС на базе ИНС, конкурирующая с классическим табличным подходом.

Для двух входных факторов (признаков) применение ИНС и табличного подхода пока-

зывает близкое качество работы, однако ИНС наиболее перспективна при увеличении числа признаков, особенно с точки зрения занимаемой памяти.

Результаты моторных испытаний двигателя 8ЧН 8,8/9 подтверждают работоспособность разработанной методики. Так, при моторных испытаниях двигателя по циклу NEDC, имитирующему движение автомобиля, получены следующие результаты:

- оценка среднего квадратического отклонения α относительно целевого значения ($\alpha = 1$) составила 1,296 при выключенной ИНС (первое испытание), после включения ИНС — 1,143 и 1,129 (второе и третье испытание соответственно);
- оценка среднего квадратического отклонения выборочного распределения составов смеси α составила 2,35 при выключенной ИНС (первое испытание) и 2,15 при включенной ИНС;
- при оценке снижения нагрузки на α -регулятор среднее значение относительной коррекции топливоподачи, формируемой α -регулятором, составило 4,28 % при выключенной ИНС (первое испытание) и 2,76 и 2,29 % при включенной ИНС (второе и третье испытание соответственно).

Литература

- [1] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Сапронов Д.П. Применение методов машинного обучения при разработке динамической модели дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 38–50.
- [2] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и направления их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1 (152), с. 142–168. EDN: UWELZA
- [3] Голубков Л.Н., Душкин П.В., Савастенко А.А., Косенков А.С., Королев П.А. Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 14–20.
- [4] Ahmad N., Meng A., Sultan M. Applications of hardware-in-the-loop simulation in automotive embedded systems. *SAE Technical Papers Series*, 2020, no. 2020-01-1289. <https://doi.org/10.4271/2020-01-1289>
- [5] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A hybrid end-to-end control strategy combining dueling deep Q-network and PID for transient boost control of a diesel engine with variable geometry turbocharger and cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. no. 3739, pp. 1–15.
- [6] Кузнецов А.Г., Кулешов А.С., Харитонов С.В. Метод реконструкции исходных данных для составления математических моделей дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 5, с. 49–54.
- [7] Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С., Кремнев В.В., Медин Ф.А. Автоматизация настройки ПИ-регулятора системы управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 51–63. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>
- [8] Харитонов С.В. Формирование характеристик дизельного двигателя при использовании системы комплексного адаптивного управления. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 171 с.

- [9] Yadav A.K., Gaur P. Improved STF-PID Vs fuzzy-adaptive PID for speed control of nonlinear hybrid electric vehicles. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11, no. 6, pp. 061013–061017.
- [10] Zhang S.M., Tian F., Ren G.F., Yang L. SCR control strategy based on ANNs and Fuzzy PID in a heavy-duty diesel engine. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, vol. 13, iss. 5, pp. 693–699.
- [11] Гололобов Ю.А. Применение физических закономерностей при построении алгоритма системы управления двигателем внутреннего сгорания. *Труды НАМИ*, 2020, № 3, с. 66–72. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-3-66-72>
- [12] Гололобов Ю.А., Трофимов Н.В. Модель управления крутящим моментом электродвигателя привода дроссельной заслонкой. *Электроника и электрооборудование транспорта*, 2020, № 3, с. 29–31.
- [13] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Каменских С.А. Разработка нейросетевого регулятора для дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 5, с. 90–100. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-90-100>
- [14] Розенблатт Ф. *Принципы нейродинамики, перцептроны и теория механизмов мозга*. Москва, Мир, 1965, 480 с.
- [15] Nelles O. *Nonlinear system identification: from classical approaches to neural networks and fuzzy models*. Springer, 2001. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-04323-3>
- [16] Isermann R. *Engine modeling and control: Modeling and electronic management of internal combustion engines*. Springer, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-39934-3>
- [17] Вентцель Е.С. *Теория вероятностей*. Москва, Наука, 1969, 576 с.
- [18] ГОСТ Р 41.83–2004. (Правила ЕЭК ООН № 83). *Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей*. Москва, ИПК Издательство стандартов, 2004.

References

- [1] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Sapronov D.P. Application of machine learning methods in developing a dynamic diesel engine model. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 38–50. (In Russ.).
- [2] Markov V.An. Automatic control and regulation systems of the thermal power plants and approaches to their improvement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1 (152), pp. 142–168. (In Russ.). EDN: UWELZA
- [3] Golubkov L.N., Dushkin P.V., Savastenko A.A., Kosenkov A.S., Korolev P.A. Development of a highspeed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 14–20. (In Russ.).
- [4] Ahmad N., Meng A., Sultan M. Applications of hardware-in-the-loop simulation in automotive embedded systems. *SAE Technical Papers Series*, 2020, no. 2020-01-1289. <https://doi.org/10.4271/2020-01-1289>
- [5] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A hybrid end-to-end control strategy combining dueling deep Q-network and PID for transient boost control of a diesel engine with variable geometry turbocharger and cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. no. 3739, pp. 1–15.
- [6] Kuznetsov A.G., Kuleshov A.S., Kharitonov S.V. An initial data reconstruction method for developing mathematical models of diesel engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2014, no. 5, pp. 49–54. (In Russ.).
- [7] Dushkin P.V., Savastenko A.A., Khovrenok S.S., Kremnev V.V., Medin F.A. Automation of the Setting of the PI-Controller of the Fuel Pressure Control System in the Diesel Battery Fuel System. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 51–63. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.51-63>
- [8] Kharitonov S.V. *Formirovaniye kharakteristik dizel'nogo dvigatelya pri ispol'zovanii sistemy kompleksnogo adaptivnogo upravleniya* [Formation of diesel engine characteristics using an integrated adaptive control system]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU, 2017, 171 p. (In Russ.).
- [9] Yadav A.K., Gaur P. Improved STF-PID Vs fuzzy-adaptive PID for speed control of nonlinear hybrid electric vehicles. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11, no. 6, pp. 061013–061017.
- [10] Zhang S.M., Tian F., Ren G.F., Yang L. SCR control strategy based on ANNs and Fuzzy PID in a heavy-duty diesel engine. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, vol. 13, iss. 5, pp. 693–699.
- [11] Gololobov Yu.A. Application of physical patterns when elaborating a control system algorithm for an internal combustion engine. *Trudy NAMI*, 2020, no. 3, pp. 66–72. (In Russ.). <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2020-3-66-72>
- [12] Gololobov Yu., Trofimov N. Model of torque control for a drive motor of the throttle. *Electronics and electrical equipment of transport*, 2020, no. 3, pp. 29–31. (In Russ.).

- [13] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Kamenskikh S.A. On the issue of developing the diesel engine neural network controller. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 5, pp. 90–100. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-90-100>
- [14] Rosenblatt F. *Principles of Neurodynamics: Perceptrons and the Theory of Brain Mechanisms*. Washington, Spartan books, 1962.
- [15] Nelles O. *Nonlinear system identification: from classical approaches to neural networks and fuzzy models*. Springer, 2001. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-04323-3>
- [16] Isermann R. *Engine modeling and control: Modeling and electronic management of internal combustion engines*. Springer, 2014. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-39934-3>
- [17] Ventzel E.S. *Teoriya veroyatnostey* [Probability theory]. Moscow, Nauka Publ., 1969, 576 p. (In Russ.).
- [18] GOST R 41.83–2004. (*Pravila YEEK OON № 83*). *Edinoobraznyye predpisaniya, kasayushchiyesya sertifikatsii transportnykh sredstv v otnoshenii vybrosov vrednykh veshchestv v zavisimosti ot topliva, neobkhodimogo dlya dvigateley* [Regulation № 83 Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements (MOD)]. Moscow, IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 2004. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Сведения об авторах

Душкин Павел Витальевич — ведущий инженер-программист, ФГУП НАМИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: pavel.dushkin@nami.ru

Кремнев Владислав Владимирович — аспирант, инженер-программист ФГУП НАМИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: vladislav.kremnev@nami.ru

Ховренко Сергей Сергеевич — аспирант, инженер-программист ФГУП НАМИ, Москва, Российская Федерация. E-mail: sergey.khovrenok@nami.ru

Information about the authors

Dushkin Pavel Vitalievich — Lead Software Engineer, FSUE NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: pavel.dushkin@nami.ru

Kremnev Vladislav Vladimirovich — Graduate Student, Software Engineer FSUE NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: vladislav.kremnev@nami.ru

Khovrenok Sergey Sergeevich — Graduate Student, Software Engineer FSUE NAMI, Moscow, Russian Federation. E-mail: sergey.khovrenok@nami.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Душкин П.В., Кремнев В.В., Ховренко С.С. Методика формирования адаптаций топливоподачи для системы управления двигателем с искровым зажиганием. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 55–62.

Citation:

Dushkin P.V., Kremnev V.V., Khovrenok S.S. Methodology for generating fuel delivery adaptations for a spark-ignition engine management system. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 55–62. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Экспериментальное исследование влияния формы камеры сгорания на показатели газового двигателя

И.Ф. Гумеров

ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, республика Татарстан,
Российская Федерация

Experimental study of the combustion chamber shape influence on the gas engine performance

I.F. Gumerov

KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

Актуальность статьи обусловлена необходимостью замещения нефтяного дизельного топлива моторными топливами, получаемыми из альтернативных сырьевых ресурсов. В качестве современного альтернативного топлива рассмотрен природный газ. Проведено экспериментальное исследование двигателя с принудительным зажиганием типа КАМАЗ 820.93, работающего на природном газе (газовый двигатель). При испытаниях двигатель поочередно оснащался поршнями базового варианта с цилиндрической камерой в поршне и опытными поршнями по вариантам № 1 и 2, различающимися диаметром и глубиной указанной камеры. На режиме, близком к режиму максимального крутящего момента, наименьший удельный эффективный расход топлива, равный $193 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ достигнут при использовании опытных поршней по варианту № 2, а наибольший — $197 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — при использовании базовых поршней. На этом режиме наименьшая концентрация оксидов азота в отработавших газах исследуемого двигателя, равная 1100 ppm , отмечена при использовании базовых поршней, а наибольшая — 1350 ppm — при использовании опытных поршней по варианту № 1. На других скоростных режимах с полной нагрузкой наибольшее содержание оксидов азота в отработавших газах отмечено при использовании опытных поршней по варианту № 2. При этом наибольшая концентрация несгоревших углеводородов в отработавших газах, равная 2200 ppm , отмечена при использовании базовых поршней, а наименьшая — 1700 ppm — при использовании опытных поршней по варианту № 2. В целом отмечены преимущества использования в исследуемом двигателе опытных поршней по варианту № 2.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовый двигатель, камера сгорания, природный газ, показатели топливной экономичности, показатели токсичности отработавших газов

The relevance of the article is due to the need to replace petroleum diesel fuel with motor fuels obtained from alternative raw materials. Natural gas is considered as a modern alternative fuel. An experimental study of a KAMAZ 820.93 type positive ignition engine (gas engine) has been carried out. During testing, the engine was alternately equipped with pistons of the basic version with a cylindrical chamber in the piston and experimental pistons according to variants No. 1 and 2, differing in diameter and depth of the specified chamber. In a mode close to the maximum torque mode, the lowest specific effective fuel consumption of $193 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ was achieved using experimental pistons according to option No. 2, and the highest — $197 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ — when using basic pistons. In this mode, the lowest concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases of the studied engine, equal to 1100 ppm , was noted when using basic pistons, and the highest — 1350 ppm when using experimental pistons according to option No. 1. At other full-load speed modes, the highest content of nitrogen oxides in the exhaust gases was noted when using experimental pistons according to option No. 2. At the same time, the highest concentration of unburned hydrocarbons in the exhaust gases, equal to 2200 ppm , was noted when using basic pistons, and the lowest — 1700 ppm when using experimental pistons according to option No. 2. In general, the advantages of using experimental pistons in the studied engine according to option No. 2 are noted.

Keywords: internal combustion engines, gas engine, combustion chamber, natural gas, fuel efficiency indicators, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Одна из наиболее актуальных проблем современного автомобилестроения и двигателестроения заключается в необходимости значительно улучшить показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1–3]. Это связано с тем, что автомобильный транспорт выбрасывает в окружающую среду более 40 % загрязняющих веществ от их общей массы, выбрасываемых всеми источниками, включая промышленные производства, добывающую промышленность и т. д. Расходы углеводородных топлив автомобильным транспортом достигают 50 % расхода всех потребителей таких энергоресурсов.

Успешное решение указанных проблем в значительной степени определяется возможностью использования в ДВС различных альтернативных топлив. На транспорте и в других смежных отраслях, в которых используются поршневые ДВС (сельском хозяйстве, судостроении, энергетике, в военной технике), все более широко распространяются альтернативные топлива [4–6]. В качестве потенциальных энергоносителей для транспорта рассматривают различные синтетические топлива, водород, аммиак, биотоплива (спиртовые и биодизельные топлива). При этом одним из наиболее перспективных энергоносителей для автомобильного транспорта является природный газ [7–9].

Расширяющееся применение природного газа в качестве газомоторного топлива для ДВС обусловлено, в первую очередь, тем, что цена сжатого природного газа ориентировочно в 2 раза ниже цены традиционных нефтяных моторных топлив. Другими преимуществами такого использования природного газа в ДВС являются гораздо меньшие выбросы твердых частиц (канцерогенных веществ) с ОГ двигателя, отсутствие необходимости применения в системе обработки отработавших газов (СООГ) дорогостоящего оборудования для селективного восстановления выбросов (SCR) оксидов азота NO_x , меньший шум и износ деталей двигателя. В то же время, поскольку физико-химические и моторные свойства природного газа существенно отличаются от аналогичных свойств традиционных нефтяных моторных топлив, необходима адаптация ДВС к работе на

природном газе и улучшение показателей топливной экономичности и токсичности ОГ газовых двигателей.

Эффективный метод улучшения названных показателей газовых двигателей — оптимизация формы камеры сгорания (КС). Это обусловлено тем, что форма КС заметно влияет на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Результаты исследований влияния формы КС на показатели газовых двигателей приведены в ряде опубликованных работ [9–15]. Большинство этих исследований выполнено расчетными методами с помощью современных программных комплексов Ansys Fluent, Ansys Forte, AVL-FIRE. В то же время оптимизация формы КС газового двигателя, к которому предъявляются современные требования по экологическим, мощностным и экономическим показателям, представляет собой сложнейшую научно-исследовательскую задачу и требует проведения дополнительных экспериментальных работ. Целью работы являлось экспериментальное исследование влияния формы КС на показатели газового двигателя семейства КАМАЗ модели 820.93.

Объект исследования

Объектом исследования являлся газовый двигатель семейства КАМАЗ модели 820.93 в базовой комплектации. Этот двигатель представляет собой восьмицилиндровый двигатель с индивидуальными алюминиевыми головками, турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха, искровым бесконтактным зажиганием, электронным управлением распределенным впрыском газа с использованием электромагнитных дозаторов, системой нейтрализации ОГ и бортовой диагностики. Минимальный удельный расход топлива составляет около 200 г/(кВт · ч). Расход масла на угар не превышает 0,10 % расхода топлива. Ресурс двигателя равен 800 тыс. км пробега в составе магистральных автомобилей. Двигатель устанавливается на грузовые автомобили, а также на шасси автобусов производства ПАО «КАМАЗ» (Нефтекамский автомобильный завод). Конструктивные и эксплуатационные параметры газового двигателя КАМАЗ модели 820.93 приведены ниже.

Общий вид грузовых автомобилей КАМАЗ 65222 с указанным двигателем представлен на рис. 1.

Конструктивные и эксплуатационные параметры газового двигателя семейства КАМАЗ модели 820.93

Производитель	ПАО «КАМАЗ»
Габариты (Д×Ш×В), мм	1314×939×1152
Тип двигателя	Четырехтактный, восьмицилиндровый, V-образный
Назначение	Двигатели автомобилей КАМАЗ 65222
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	120/130
Объем одного цилиндра V_h , см ³	1470
Общий рабочий объем цилиндров iV_h , см ³	11 762
Порядок работы цилиндров	1–5–4–2–6–3–7–8
Количество клапанов на цилиндр	2
Степень сжатия ϵ	12
Номинальная мощность N_e , кВт	190
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	2200
Частота вращения максимального крутящего момента n , мин ⁻¹	1400
Максимальный крутящий момент M_e , Н·м	1372
Система охлаждения	Жидкостная
Рекомендованное топливо	Компримированный природный газ
Система топливоподачи	Распределенная фазированная подача топлива
Экологические нормы	Euro-5 (экологический класс 5)



Рис. 1. Общий вид грузовых автомобилей КАМАЗ 65222 с газовым двигателем семейства КАМАЗ модели 820.93

Условия и методика проведения испытаний

Испытания двигателя проводили на испытательной станции Научно-технического центра ПАО «КАМАЗ». Испытательный стенд оборудован нагружающим устройством модели DYNOFORCE ASN 5000/1.7-4 и другими средствами измерений в соответствии с требованиями ГОСТ 14846 и Правил ООН № 85 и № 49.

Испытания двигателя проводили при следующих атмосферных условиях: атмосферное давление было равно 97,5...100,06 кПа, температура окружающего воздуха — 17...30 °С, его относительная влажность — 18,8...35,3 %.

Исследуемый двигатель семейства КАМАЗ модели 820.93 в базовой комплектации был оснащен турбокомпрессором BWTS S200G/2471NATM/58WK1-0,64. Для охлаждения

наддувочного воздуха использовали стендовый теплообменник типа «вода — воздух». При проведении экспериментальных исследований двигатель поочередно оснащали поршнями базового варианта (рис. 2, а) и опытными поршнями по вариантам № 1 и № 2 (рис. 2, б, в). Базовый вариант поршня имел цилиндрическую КС диаметром 80 мм и глубиной 25 мм (надпоршневой зазор был равен около 1 мм). Опытный вариант № 1 поршня имел цилиндрическую КС диаметром 80 мм и глубиной 17 мм (надпоршневой зазор был равен около 5 мм). Опытный вариант № 2 поршня имел КС, состоящую из двух участков: ее нижняя цилиндрическая часть имела диаметр 70 мм, а ее верхняя часть представляла собой конус с нижним диаметром 70 мм, и верхним диаметром 115 мм. Общая глубина камеры в поршне имела глубину 26 мм, а надпоршневой зазор был равен 1 мм.

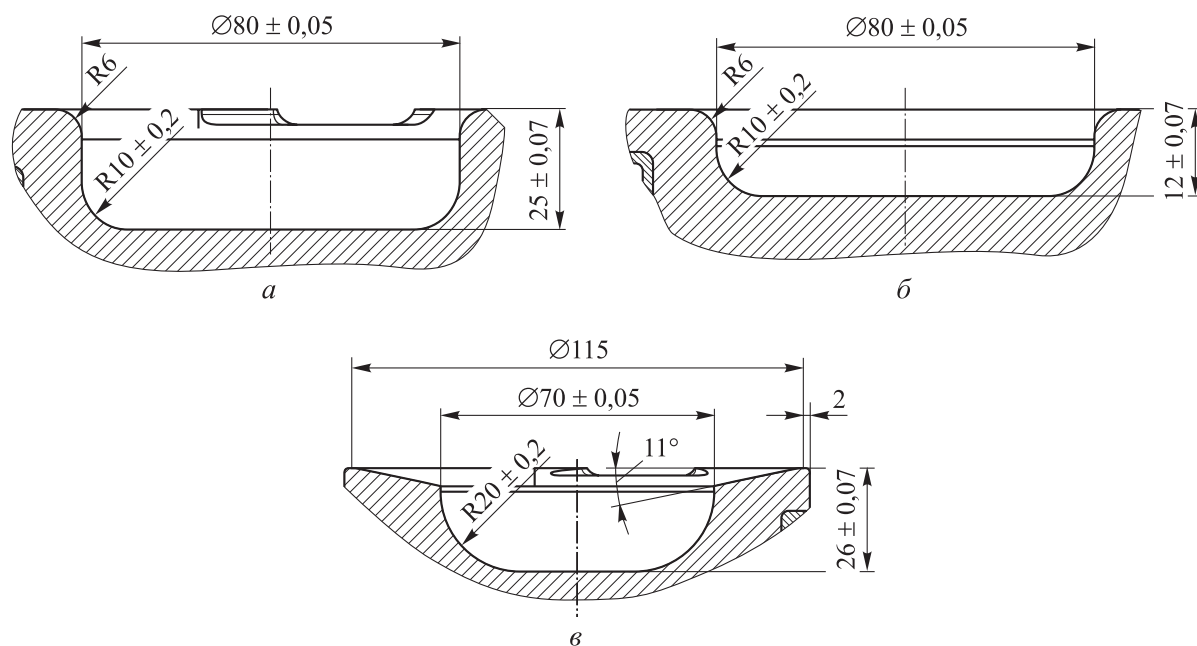


Рис. 2. Камеры сгорания в поршне для исследуемого двигателя:

a — базовый вариант (поршень X.12009-103, надпоршневой зазор — 1 мм); *б* — опытный вариант № 1 (поршень X.12099-150, надпоршневой зазор — 5 мм); *в* — опытный вариант № 2 (поршень X.12099-151, надпоршневой зазор — 1 мм)

Двигатель испытывали на трех скоростных режимах с частотами вращения коленчатого вала $n = 1326, 1653$ и 1979 мин^{-1} , являющихся частотами А, В и С, рассчитанными для исследуемого двигателя по методу Правил ООН № 49 европейского цикла испытаний на установившихся режимах (ESC). На каждом из этих скоростных режимов снимали нагрузочные характеристики двигателя в диапазоне изменения среднего эффективного давления p_e от 0,35 до 1,18...1,33 МПа. Указанные режимы охватывают широкий диапазон эксплуатационных режимов работы двигателя, характерный для грузовых автомобилей типа КАМАЗ 65222.

Результаты экспериментального исследования газового двигателя

Результаты исследований газового двигателя КАМАЗ модели 820.93 приведены на рис. 3–5. На всех исследованных скоростных и нагрузочных режимах отмечена стабильная работа двигателя на природном газе. Топливная экономичность исследуемого газового двигателя (его удельный эффективный расход топлива g_e) примерно соответствует топливной экономичности дизельных двигателей семейства КАМАЗ аналогичных моделей [16, 17]. На режиме, близком к режиму

номинальной мощности ($n = 1979 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,18 \text{ МПа}$) наименьший удельный эффективный расход топлива $g_e = 210 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ достигнут при использовании опытных поршней по варианту № 2, а наибольший — $g_e = 216 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — при использовании базовых поршней (см. рис. 4). На режиме, близком к режиму максимального крутящего момента ($n = 1326 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,33 \text{ МПа}$), наименьший удельный эффективный расход топлива $g_e = 193 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ достигнут при использовании опытных поршней по варианту № 2, а наибольший — $g_e = 197 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — при использовании базовых поршней (см. рис. 2).

По сырым выбросам с ОГ оксидов азота NO_x исследуемый газовый двигатель примерно соответствует дизельным двигателям КАМАЗ аналогичной модели [18, 19]. Наибольшие концентрации оксидов азота NO_x в ОГ исследуемого газового двигателя отмечены на режиме, близком к режиму максимального крутящего момента ($n = 1326 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,33 \text{ МПа}$). На этом режиме наименьшая концентрация оксидов азота NO_x в ОГ отмечена при использовании базовых поршней ($C_{\text{NO}_x} = 1100 \text{ ppm}$), а наибольшая — при использовании опытных поршней по варианту № 1 ($C_{\text{NO}_x} = 1350 \text{ ppm}$), см. рис. 3. На других режимах с полной нагрузкой при

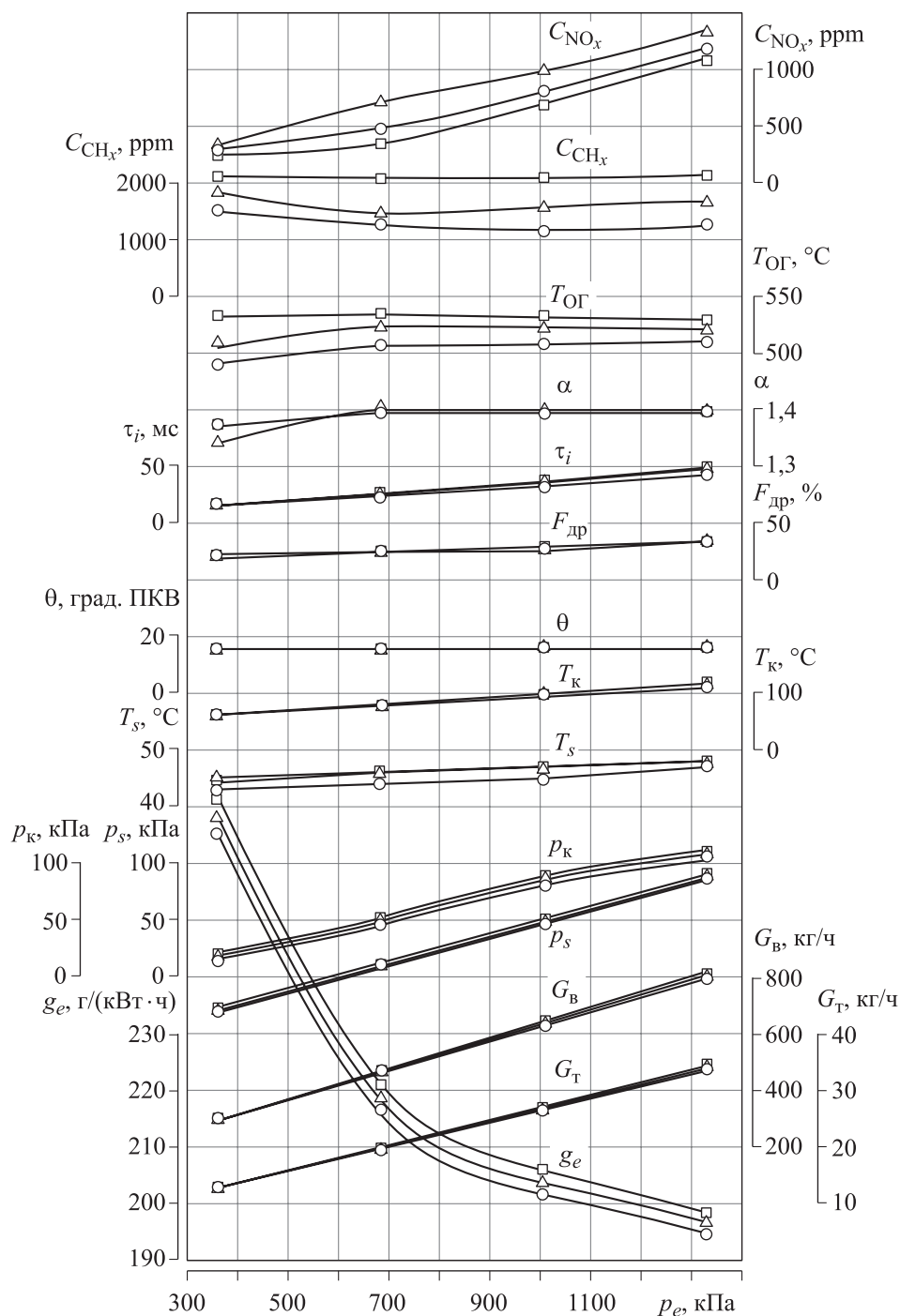


Рис. 3. Зависимости концентраций в ОГ оксидов азота NO_x , несгоревших углеводородов CH_x , температуры ОГ после турбины $T_{\text{ог}}$, коэффициента избытка воздуха α , времени впрыскивания топлива за два оборота коленчатого вала τ_i , угла опережения зажигания θ , степени открытия дроссельной заслонки $F_{\text{др}}$, температуры воздуха после компрессора T_k , температуры воздуха после охладителя наддувочного воздуха T_s , давления воздуха после компрессора p_k , давления воздуха после охладителя наддувочного воздуха p_s , часового расхода воздуха G_b , часового расхода топлива G_t , удельного эффективного расхода топлива g_e от нагрузки на двигатель (среднего эффективного давления p_e) при частоте вращения коленчатого вала $n = 1326 \text{ мин}^{-1}$:

—□— базовый вариант; —△— вариант № 1; —○— вариант № 2

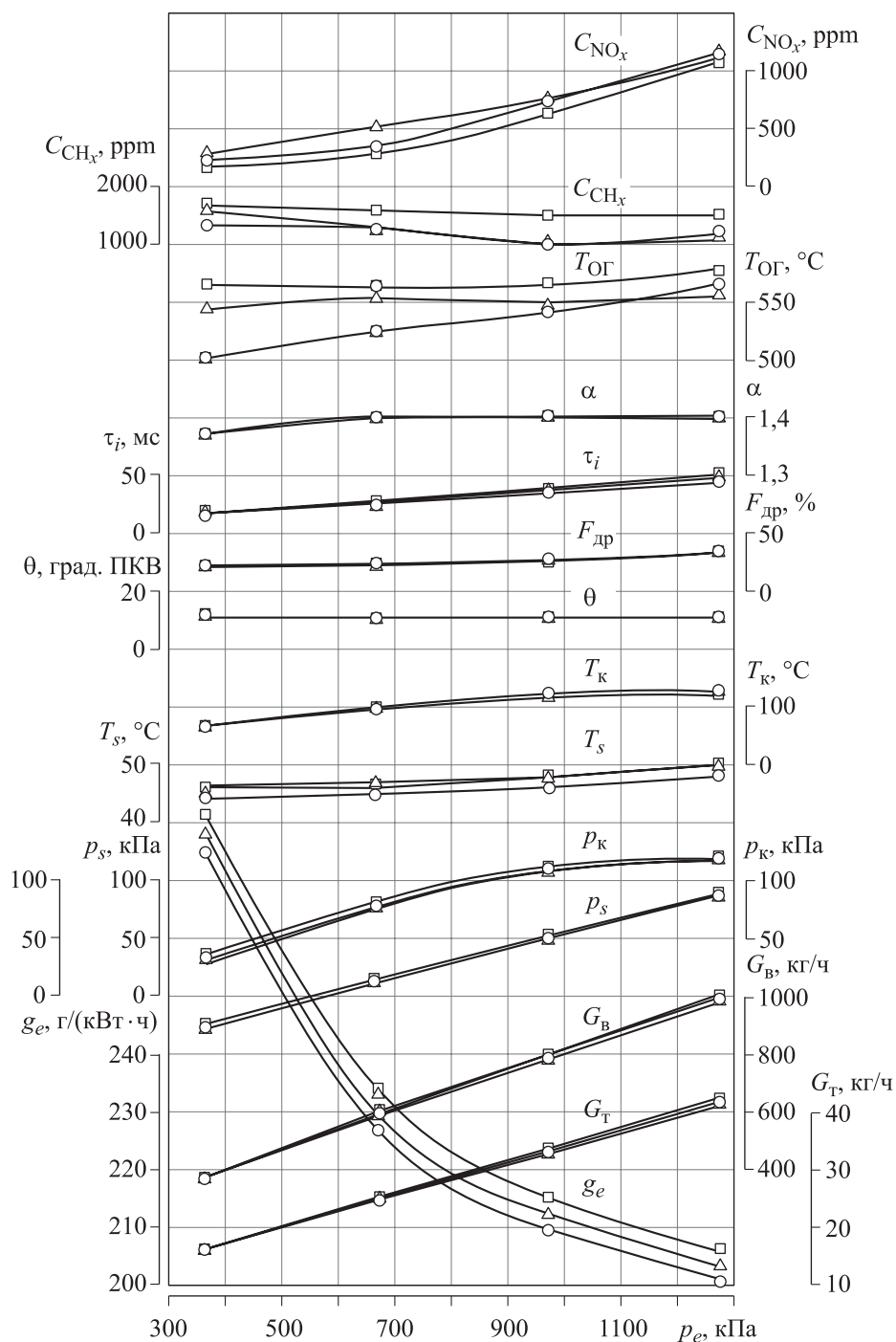


Рис. 4. Зависимости концентраций в ОГ оксидов азота NO_x , несгоревших углеводородов CH_x , температуры ОГ после турбины $T_{\text{ог}}$, коэффициента избытка воздуха α , времени впрыскивания топлива за два оборота коленчатого вала τ_i , угла опережения зажигания θ , степени открытия дроссельной заслонки $F_{\text{др}}$, температуры воздуха после компрессора T_k , температуры воздуха после охладителя наддувочного воздуха T_s , давления воздуха после компрессора p_k , давления воздуха после охладителя наддувочного воздуха p_s , часового расхода воздуха G_b , часового расхода топлива G_t , удельного эффективного расхода топлива g_e от нагрузки на двигатель (среднего эффективного давления p_e) при частоте вращения коленчатого вала $n = 1653 \text{ мин}^{-1}$:

—□— базовый вариант; —△— вариант № 1; —○— вариант № 2

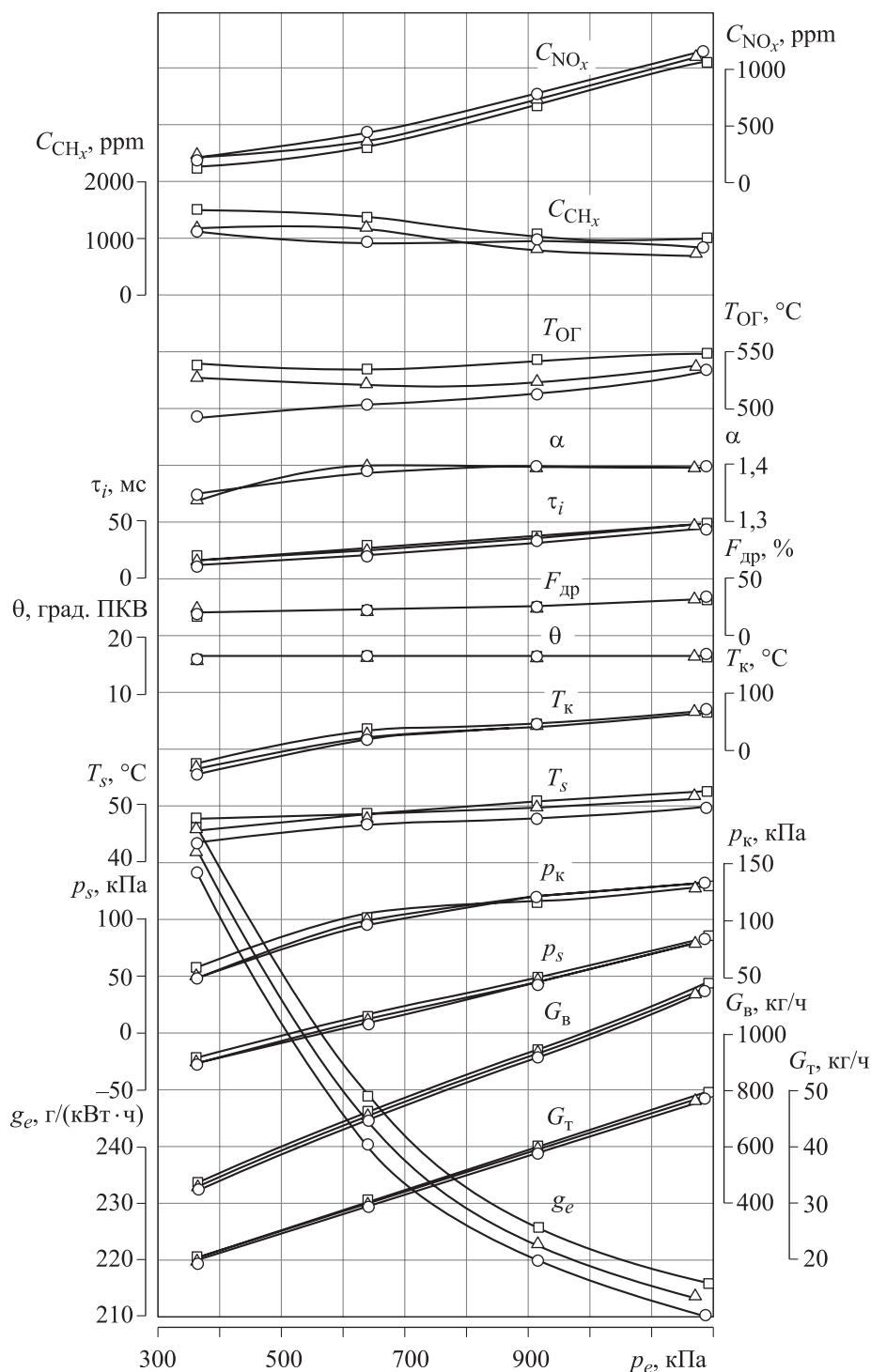


Рис. 5. Зависимости концентраций в ОГ оксидов азота NO_x , несгоревших углеводородов CH_x , температуры ОГ после турбины T_{OG} , коэффициента избытка воздуха α , времени впрыскивания топлива за два оборота коленчатого вала τ_i , угла опережения зажигания θ , степени открытия дроссельной заслонки $F_{др}$, температуры воздуха после компрессора T_k , температуры воздуха после охладителя наддувочного воздуха T_s , давления воздуха после компрессора p_k , давления воздуха после охладителя наддувочного воздуха p_s , часового расхода воздуха G_b , часового расхода топлива G_t , удельного эффективного расхода топлива g_e от нагрузки на двигатель (среднего эффективного давления p_e) при частоте вращения коленчатого вала $n = 1979 \text{ мин}^{-1}$:

—□— базовый вариант; —△— вариант № 1; —○— вариант № 2

$n = 1653$ и 1979 мин^{-1} наибольшее содержание NO_x в ОГ отмечено при использовании опытных поршней по варианту № 2, см. рис. 4 и 5.

Следует отметить, что выбросы с ОГ несгоревших углеводородов CH_x исследуемого газового двигателя превышают эти выбросы дизельных двигателей КАМАЗ аналогичной модели [18, 19]. Наибольшее содержание углеводородов CH_x в ОГ двигателя отмечены на режиме, близком к режиму максимального крутящего момента ($n = 1326 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,33 \text{ МПа}$). На этом режиме наибольшая концентрация углеводородов CH_x в ОГ отмечена при использовании базовых поршней ($C_{\text{CH}_x} = 2200 \text{ ppm}$), а наименьшая — при использовании опытных поршней по варианту № 2 ($C_{\text{CH}_x} = 1700 \text{ ppm}$), см. рис. 3. Аналогичная закономерность прослеживается и на двух других скоростных режимах с $n = 1653$ и 1979 мин^{-1} , см. рис. 4 и 5.

В целом проведенные экспериментальное исследование влияния формы КС на показатели газового двигателя показало преимущества использования в исследуемом двигателе опытных поршней по варианту № 2. При проведении дальнейших поисковых работ по оптимизации формы КС газового двигателя необходимо обеспечить выбросы оксидов азота с ОГ на уровне, характерном для двигателя с базовым вариантом поршней.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Одним из наиболее современных эффективных энергоносителей для автомобильного транспорта является природный газ. Показаны преимущества использования природного газа как газомоторного топлива. Отмечено, что эффективным методом улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ является оптимизация формы КС.

2. Проведено экспериментальное исследование газового двигателя КАМАЗ модели 820.93. При испытаниях двигатель поочередно оснащали поршнями базового варианта и опытными поршнями по вариантам № 1 и № 2. Базовый вариант поршня имел цилиндрическую КС в поршне диаметром 80 мм и глубиной 25 мм. Опытный вариант № 1 поршня имел цилиндрическую КС диаметром 80 мм и глубиной 17 мм. Опытный вариант № 2 поршня имел КС, состоя-

щую из двух участков — ее нижняя цилиндрическая часть имела диаметр 70 мм, а ее верхняя часть представляла собой конус с нижним диаметром 70 мм и верхним диаметром 115 мм. Общая глубина КС в поршне имела глубину 26 мм.

3. Двигатель испытывали на трех скоростных режимах с частотами вращения коленчатого вала $n = 1326, 1653$ и 1979 мин^{-1} . На каждом из этих скоростных режимов снимали нагрузочные характеристики двигателя в диапазоне изменения среднего эффективного давления p_e от 0,35 до 1,18...1,33 МПа. Указанные режимы охватывают широкий диапазон эксплуатационных режимов работы двигателя, характерный для грузовых автомобилей КАМАЗ типа 65222.

4. Полученный при испытаниях газового двигателя удельный эффективный расход топлива примерно соответствует расходу топлива дизельных двигателей семейства КАМАЗ аналогичных моделей. На режиме, близком к режиму максимального крутящего момента, наименьший удельный эффективный расход топлива $193 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ достигнут при использовании опытных поршней по варианту № 2, а наибольший — $197 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ — при использовании базовых поршней.

5. Наибольшие концентрации оксидов азота NO_x в ОГ газового двигателя отмечены на режиме, близком к режиму максимального крутящего момента. На этом режиме наименьшая концентрация оксидов азота NO_x в ОГ, равная 1100 ppm, отмечена при использовании базовых поршней, а наибольшая — 1350 ppm — при использовании опытных поршней по варианту № 1. На других скоростных режимах с полной нагрузкой наибольшее содержание NO_x в ОГ отмечено при использовании опытных поршней по варианту № 2.

6. Наибольшее содержание несгоревших углеводородов CH_x в ОГ газового двигателя отмечены на режиме, близком к режиму максимального крутящего момента. На этом режиме наибольшая концентрация углеводородов CH_x в ОГ, равная 2200 ppm, отмечена при использовании базовых поршней, а наименьшая — 1700 ppm — при использовании опытных поршней по варианту № 2. Аналогичная закономерность прослеживается и на других скоростных режимах.

7. В целом отмечены преимущества использования в исследуемом газовом двигателе опыт-

ных поршней по варианту № 2. При проведении дальнейших поисковых работ по оптимизации формы КС газового двигателя необходимо обе-

спечить выбросы оксидов азота с ОГ на уровне, характерном для двигателя с базовым вариантом поршней.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков*. Москва, НИЦ «Инженер», 2000, 332 с.
- [4] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [5] Емельянов В.Е., Крылов Н.Ф. *Альтернативные экологически чистые виды топлива для автомобилей: свойства, разновидности, применение*. Москва, Изд-во Астрель, Изд-во АСТ, 2004, 128 с.
- [6] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей: методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу*. Москва, Изд-во Форум, 2019, 458 с.
- [7] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [8] 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.
- [9] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. *Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях*. Москва, ООО «ИРЦ Газпром», 2007, 480 с.
- [10] Гайворонский А., Савченков Д. Расчетно-экспериментальное следование влияния геометрии камеры сгорания на рабочий процесс газового двигателя, работающего на КПП. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2010, № 5, с. 20–25.
- [11] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [12] Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С., Шибанов А.В. Влияние формы полуразделенной камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2016, № 5 (53), с. 31–39.
- [13] Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя. *Двигателестроение*, 2018, № 4, с. 8–12.
- [14] Пацей П.С., Галышев Ю.В., Зайцев Ю.В., 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. 132–147.
- [15] Пацей П.С. *Улучшение топливно-экономических и экологических показателей газового двигателя применением закрутки заряда на впуске и выбором формы камеры сгорания*. Дис. канд. ... техн. наук. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2021, 211 с.
- [16] Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Гарипов Р.Д., Карпов А.И., Фардеев Л.И., Ханнанов М.Д. Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КамАЗ Р6. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 30–39.
- [17] Ханнанов М.Д. *Расчетно-экспериментальная оценка механических потерь современного дизеля и исследование способов их снижения для обеспечения высокой топливной экономичности*. Дис. ... канд. техн. наук. Набережные Челны, 2023, 171 с.
- [18] Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А., Румянцев В.В. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития. *Двигателестроение*, 2013, № 1, с. 31–37.
- [19] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2005, 344 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [3] Blinov A.D., Golubev P.A., Dragan Yu.E. et al. *Sovremennyye podkhody k sozdaniyu dizeley dlya legkovykh avtomobiley i malotonnazhnykh грузовиков* [Modern approaches to the development of diesel engines for passenger cars and light trucks]. Moscow, NITS "Inzhener" Publ., 2000, 332 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, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [5] Emelianov V.E., Krylov N.F. *Al'ternativnye ekologicheski chistyye vidy topliva dlya avtomobiley: svoystva, raznovidnosti, primeneniye* [Alternative environmentally friendly fuels for cars: Properties, varieties, applications]. Moscow, Astrel Publ., AST Publ., 2004, 128 p. (In Russ.).
- [6] Erohov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of modern cars: methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere]. Moscow, Forum Publ., 2019, 458 p. (In Russ.).
- [7] Piskunov I., Glagoleva O., Golubeva I. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 1. Gas engine fuel. *Alternative fuel transport*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [8] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., 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.).
- [9] Gaivoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispol'zovaniye prirodnogo gaza i drugih al'ternativnykh topliv v dizeľnykh dvigatelyakh* [Use of natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, IRC Gazprom Publ., 2007, 480 p. (In Russ.).
- [10] Gaivoronskiy A., Savchenkov D. Computational and experimental study of influence of a combustion chamber geometry on the operational process of gas engines working on CNG fuel. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2010, no. 5, pp. 20–25. (In Russ.).
- [11] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskiye protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical processes in diesel engines converted to natural gas and hydrogen]. Moscow, BMSTU Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [12] Kavtaradze R., Onishchenko D., Golosov A., Shibanov A. Influence of the semidetached combustion chamber structure on formation of nitrogen oxides in the gas engine. *Alternative fuel transport*, 2016, no. 5 (53), pp. 31–39. (In Russ.).
- [13] Patsey P.S., Galyshch Yu.V. Gas engine performance as a function of geometry of combustion chamber and outlet ducts. *Engines Construction*, 2018, no. 4, pp. 8–12. (In Russ.).
- [14] Patsey P.S., Galyshch 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. 132–147. (In Russ.).
- [15] Patsey P.S. *Uluchsheniye toplivno-ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazateley gazovogo dvigatelya primeneniym zakrutki zaryada na vpuske i vyborom formy kamery sgoraniya* [Improving the fuel-economic and environmental performance of a gas engine by using charge swirl at the intake and selecting the combustion chamber shape]. Ph. D. Diss. St. Petersburg, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University Publ., 2021, 211 p. (In Russ.).
- [16] Gumerov I.F., Valeev D.H., Kulikov A.S., Karpov A.I., Fardeev L.I., Garipov R.D., Khannanov M.D. New generation of diesel engine type KamAZ P6: development of construction and processing methods. *Engines Construction*, 2020, no. 1, pp. 30–39. (In Russ.).
- [17] Khannanov M.D. *Calculation and experimental assessment of mechanical losses of a modern diesel engine and study of methods for reducing them to ensure high fuel efficiency* [Raschetno-eksperimental'naya otsenka mekhanicheskikh poter' sovremennogo dizelya i issledovaniye sposobov ikh snizheniya dlya obespecheniya vysokoy toplivnoy ekonomichnosti]. Ph. D. Diss. Naberezhnye Chelny, 2023, 171 p. (In Russ.).
- [18] Gumerov I.F., Khafizov R.H., Borisenkov E.R., Gataullin N.A., Rumyantsev V.V. Improvement of environmental performance as a core line of KamAZ engine development. *Engines Construction*, 2013, no. 1, pp. 31–37. (In Russ.).
- [19] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and control systems for diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.10.2025

Сведения об авторе

Гумеров Ирек Флорович — кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора ПАО «КАМАЗ» — исполнительный директор, Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация. E-mail: gumerov@kamaz.ru

Information about the author

Gumerov Irek Florovich — Ph. D. (Eng.), First Deputy General Director of KAMAZ PTC — Executive Director, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation.
E-mail: gumerov@kamaz.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гумеров И.Ф. Экспериментальное исследование влияния формы камеры сгорания на показатели газового двигателя. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 63–73.

Citation:

Gumerov I.F. Experimental study of the combustion chamber shape influence on the gas engine performance. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 63–73. (In Russ.).

УДК 621.436

Исследование температурного режима форсунки тепловозного дизеля при реализации газодизельного цикла

А.Д. Росляков¹, И.П. Гордеев¹, А.Г. Силюта^{2,3}, С.В. Плахов⁴, А.Б. Пешков¹

¹ ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения», Самара, Российская Федерация

² АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация

³ РУТ (МИИТ), Москва, Российская Федерация

⁴ ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация

Study of the temperature regime of a diesel locomotive injector during the gas-diesel cycle

A.D. Roslyakov¹, I.P. Gordeev¹, A.G. Silyuta^{2,3}, S.V. Plakhov⁴, A.B. Peshkov¹

¹ Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education, Volga Region State Transport University, Samara, Russian Federation

² JSC VNIIZhT, Moscow, Russian Federation

³ RUT (MIIT), Moscow, Russian Federation

⁴ PPP Dieselavtomatika LLC, Saratov, Russian Federation

В соответствии с программой мероприятий по реализации положений соглашения № 75 от 17.06.2016 г. о сотрудничестве между ПАО «Газпром», ОАО «РЖД», АО Группа Синара, АО «Трансмашхолдинг» в качестве перспективного альтернативного топлива для тепловозных дизелей предложено использовать сжиженный природный газ. Несмотря на значительный мировой и отечественный опыт конвертации дизелей на работу по газодизельному циклу проблема обеспечения надежного воспламенения газового топлива в цилиндрах в полной мере не получила однозначного решения. Ключевыми барьерами, ограничивающими область надежного воспламенения газового топлива, являются нестабильная работа штатной топливной аппаратуры на режимах холостого хода и частичных нагрузок, а также существенное ухудшение теплового состояния ключевых составных частей двигателя при реализации газодизельного цикла, например, топливных форсунок. С одной стороны, такое положение обусловлено требованиями владельца инфраструктуры в лице ОАО «РЖД» об одновременном обеспечении высокой степени замещения дизельного топлива газовым и реализации полной мощности как в дизельном, так и в газодизельном цикле, что подразумевает работу на обозначенных режимах на штатной топливной аппаратуре, не предназначенной для эксплуатации на таких режимах. С другой стороны, при конвертации дизелей на работу по газодизельному циклу, как правило, значительное внимание уделяется обеспечению стабильной подачи запальной порции топлива без оценки теплового состояния форсунок, что приводит к повышению температуры носков распылителей форсунок, а следовательно, к увеличению темпа закоксовывания распыливающих отверстий, зависанию и в ряде случаев заеданию иглы. В настоящей статье проведено исследование закономерностей изменения температуры форсунки дизеля при реализации газодизельного цикла и установлено, что температура поверхности форсунок в газодизельном цикле работы двигателя увеличивается на 25...35 °С по сравнению с температурой в чисто дизельном цикле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель.

Ключевые слова: дизельный двигатель, газодизельный двигатель, природный газ, запальная доза дизельного топлива, форсунка, распылитель, распыливающее отверстие

In accordance with the program of activities for the implementation of the provisions of Agreement no. 75 dated June 17, 2016, on cooperation between PJSC Gazprom, OAO Russian Railways, JSC Sinara Group, and JSC Transmashholding, liquefied natural gas has been proposed as a promising alternative fuel for diesel locomotive engines. Despite significant global and domestic experience in converting diesel engines to the gas-diesel cycle, the problem of ensuring reliable ignition of gas fuel in cylinders has not yet been fully resolved. The key barriers limiting reliable ignition of gas fuel include the unstable

operation of standard fuel injection equipment at idle and partial loads, as well as the significant deterioration in the thermal state of key engine components, such as fuel injectors, during the gas-diesel cycle. On the one hand, this situation is driven by the requirements of the infrastructure owner, Russian Railways, to simultaneously ensure a high degree of diesel fuel substitution with gas and full power delivery in both the diesel and gas-diesel cycles. This implies operation in these modes with standard fuel injection equipment not designed for such operation. On the other hand, when converting diesel engines to the gas-diesel cycle, considerable attention is typically paid to ensuring a stable pilot fuel supply without assessing the thermal state of the injectors. This leads to increased injector tip temperatures, and consequently, increased coking of the spray holes, sticking, and, in some cases, needle seizure. In this article, a study was conducted on the patterns of change in the temperature of a diesel injector during the implementation of a gas-diesel cycle and it was established that the surface temperature of the injectors in the gas-diesel cycle of engine operation increases by 25...35 °C compared to the temperature in a purely diesel cycle, depending on the crankshaft speed and engine load.

Keywords: diesel engine, gas-diesel engine, natural gas, ignition dose of diesel fuel, injector, sprayer, spray hole

Введение

Одна из основных проблем современного двигателестроения — необходимость улучшения показателей топливной экономичности двигателей и кардинального снижения выбросов в атмосферу парниковых газов, основным из которых является углекислый газ (диоксид углерода CO_2) [1–3]. В связи с этим проводятся многочисленные исследования возможностей использования в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) безуглеродных моторных топлив — водорода [4–7] и аммиака [8–11] — и низкоуглеродных моторных топлив — природного газа (ПГ), пропан-бутановых смесей, биотоплив [12–16]. По данным работы [17], при переводе двигателя с дизельного топлива (ДТ) на ПГ выброс углекислого газа снижается с 0,30 до 0,23 кг на 1 млн выделяющихся при сгорании этих топлив калорий. Отметим, что при близкой низшей теплоте сгорания этих топлив (γ ДТ — 42,5 МДж/кг, γ ПГ (метана) — 49,9 МДж/кг) ПГ в 2,5–2,6 раза дешевле ДТ.

Проблема снижения расхода топлива и выброса в атмосферу вредных веществ актуальна и для тепловозных дизельных двигателей, поскольку эти двигатели потребляют около 11 % всех нефтяных моторных топлив, их выброс в атмосферу составляет около 6 % общего выброса этих веществ всеми эксплуатируемыми ДВС [18]. В Энергетической стратегии ОАО «РЖД» на период до 2010 года и на перспективу до 2030 года в качестве одного из путей повышения экономичности и экологичности тепловозов с дизельными двигателями предусмотрено внедрение новых энергосберегающих

технических решений и технологий. Важное направление такого развития — все более широкое использование различных альтернативных топлив. В настоящее время в качестве одного из наиболее перспективных видов альтернативного моторного топлива для железнодорожного транспорта рассматривают природный газ [19].

Основными преимуществами использования ПГ в качестве газомоторного топлива в ДВС являются [12]:

- пониженная цена ПГ по сравнению с нефтяными моторными топливами;
- меньшие выбросы сажи с отработавшими газами (ОГ) двигателя;
- пониженный выброс с ОГ (примерно на 20 %) основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа);
- пониженные расход моторного масла и износ деталей двигателя.

В то же время при переводе дизельных двигателей на ПГ возникает проблема надежного воспламенения газозооушной смеси в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов двигателя. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения нефтяных ДТ составляет 200...350 °C (в зависимости от марки топлива, давления в цилиндре, ряда других факторов), а ПГ (метан) имеет температуру самовоспламенения около 500...650 °C [12]. Поэтому в газовых двигателях температура в конце такта сжатия может оказаться недостаточной для самовоспламенения рабочей смеси. Один из наиболее эффективных путей решения этой проблемы — использование газодизельных двигателей, в которых воспламенение газозооушной смеси осуществляется от запальной дозы ДТ. При этом

тепловозный газодизельный двигатель конвертируется на двухтопливную работу по газодизельному циклу.

К важнейшим параметрам газодизельных двигателей относится соотношение подач основного топлива (ПГ) и запальной дозы ДТ. В режиме максимальной мощности запальная доза ДТ обычно составляет от 10 до 20 % от общей подачи топлива с учетом разницы в низшей теплотворной способности ДТ и ПГ [12, 19–23]. Обычно ПГ используется по принципу внешнего смесеобразования, при котором газозоудшная смесь (смесь ПГ и воздуха) создается во входном коллекторе и подается в цилиндры двигателя до начала такта сжатия [24–28]. Далее газозоудшная смесь сжимается в цилиндрах, затем в конце такта сжатия в цилиндры впрыскивается ДТ (внутреннее смесеобразование). Благодаря самовоспламенению запальной дозы ДТ происходит зажигание основной газозоудшной смеси. В основном внешнее смесеобразование применяется в четырехтактных двигателях, поскольку у двухтактных двигателей потери свежей рабочей смеси в процессе продувки резко снижают экономичность.

Одной из главных проблем конвертирования тепловозного дизельного двигателя для работы по газодизельному циклу является несоответствие штатной топливной аппаратуры новым условиям применения [29–32]:

- высокая неравномерность цикловых подач при работе на минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала дизеля;

- для серийной топливной аппаратуры при работе в режимах от холостого хода и до 30...40 % полной мощности характерна нестабильность процессов топливоподачи от цикла к циклу (особенно при пониженной частоте вращения), что приводит к субгармоническим колебаниям крутящего момента двигателя и повышению неравномерности вращения; это обстоятельство не позволяет снизить минимальную запальную подачу;

- несоответствие штатной серийной системы топливоподачи двум противоположным требованиям: обеспечение параметров номинальных режимов работы и режимов малых подач и частот вращения;

- длительная работа штатных дизельных форсунок в режимах с малыми запальными дозами ДТ приводит к повышению температуры носков распылителей форсунок;

- в этих условиях трудно обеспечить работоспособность распылителя форсунки по причине «растягивания» завершающей фазы топливоподачи при пониженном давлении впрыскивания (происходит коксование распыливающих отверстий, возможно зависание иглы).

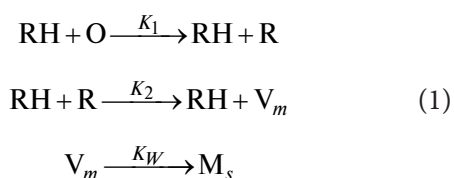
В связи с этим задачей исследования является анализ работы форсунок при повышенной температуре распылителей.

Исследование закономерностей изменения температуры топливных форсунок в дизельном и газодизельном циклах

Минимальная доза запального ДТ определяется энергией, необходимой для воспламенения и полного сгорания смеси. Как отмечено выше, в зависимости от степени совершенства газодизельной системы запальная доза ДТ обычно составляет 10...20 % и даже выше от общего расхода топлива с учетом разницы в низшей теплотворной способности ДТ и ПГ. Размер этой дозы выбирают таким образом, чтобы обеспечить возможность охладить носок распылителя форсунки протекающим по нему ДТ. При уменьшении запальной дозы ДТ до значения менее 15 % от общего расхода топлива отмечается заметное повышение температуры распылителей форсунок, что может привести к сокращению срока их службы. При работе двигателя на режиме номинальной мощности в газодизельном цикле температура распылителей форсунок превышает температуру, достигаемую при работе в дизельном цикле. В результате роста температуры в распыливающих отверстиях форсунок и на поверхности иглы увеличивается интенсивность процессов образования углеродистых отложений. При наличии в топливе растворенного кислорода эти процессы протекают по механизму жидкофазного окисления молекул углеводородов [33].

В настоящее время сложно дать детальное описание химических реакций, протекающих на всех стадиях окисления, даже для индивидуальных углеводородов, хотя бы в том смысле, что константы скоростей многих элементарных реакций, особенно на заключительной стадии процесса, не определены. Однако, как считают некоторые исследователи, при температуре примерно до 300 °С этот процесс начинается с самоокисления топлива с участием растворенного в нем кислорода [34]. При нагревании топ-

лива образуются и расходуются активные кислородосодержащие радикалы, которые служат предшественниками углеродистых отложений. Образование активных кислородосодержащих радикалов приводит к снижению концентрации в топливе растворенного кислорода. Поэтому для количественного описания образования углеродистых отложений в жидкостях, представляющих собой смесь различных углеводородных соединений и примесей, по необходимости используют брутто-модель жидкофазного окисления топлива [34], отражающую основные особенности процесса жидкофазного окисления углеводородов. В соответствии с этой моделью имеют место три стадии процесса: первая стадия — взаимодействие растворенного в топливе кислорода и углеводорода с образованием промежуточного продукта. Вторая стадия — взаимодействие этого промежуточного продукта и углеводородов топлива с образованием высокомолекулярных соединений. Третья стадия — взаимодействие этих соединений со стенкой, приводящее к образованию микрочастиц, которые оседают на стенках каналов распылителей форсунок. Растворенный в топливе кислород является основным фактором, способствующим образованию отложений. Модельная схема этих процессов имеет следующий вид:



где RH — радикалы топлива; R — промежуточные продукты; V_m — твердая фаза; M_s — углеродистые отложения; K_1 , K_2 , K_W — скорости реакций.

Эта модель, с одной стороны, отражает наличие промежуточных стадий окисления углеводородов топлива, а с другой стороны, позволяет использовать константы скоростей реакций с учетом выполненных экспериментальных исследований по образованию отложений на стенках каналов, моделирующих элементы топливных и масляных систем двигателей. Кроме того, стехиометрия этой модели отражает тот факт, что количество молей углеродистых отложений лимитируется количеством молей кислорода.

В проведенных исследованиях на входе в канал задавали концентрацию растворен-

ного в топливе кислорода (5 % по объему при атмосферном давлении), концентрацию активных радикалов и микрочастиц отложений считали нулевой.

Скорости химических реакций (1) зависят от температуры и определяются по закону Аррениуса в соответствии с выражением:

$$K_i = A_i \exp\left(-\frac{E_i}{RT}\right), \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

где A_i — константа скорости реакции; E_i — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная; T — температура реагирующих веществ.

Анализ химического состава некоторых углеводородных топлив, например, реактивных топлив марок РТ и ТС, информация о которых доступна, показывает, что в рамках предложенной модели различие в кинетике окисления этих топлив заключается в различии скорости протекания первой стадии процесса. Кроме того, ароматические соединения, содержащиеся в топливе марки ТС, вступают в реакцию окисления существенно быстрее, чем углеводороды других гомологических рядов. Временем их окисления можно пренебречь, поэтому в начальных условиях концентрация кислорода уменьшена в соответствии с концентрацией ароматических соединений с заменой их соответствующим количеством промежуточных веществ (R).

Константы скоростей реакций записывают в форме уравнения Аррениуса (2). Для топлив соответствующих марок они имеют следующие значения: $A_{1\text{РТ}} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ м}^3/(\text{К} \cdot \text{моль} \cdot \text{с})$; $A_{1\text{ТС}} = 7,3 \cdot 10^6 \text{ м}^3/(\text{К} \cdot \text{моль} \cdot \text{с})$; $A_{2\text{РТ}} = A_{2\text{ТС}} = 1,5 \cdot 10^{11} \text{ м}^3/(\text{К} \cdot \text{моль} \cdot \text{с})$. Соответствующие значения энергии активации $E_{1\text{РТ}} = E_{1\text{ТС}} = 46 \cdot 10^3 \text{ Дж/моль}$; $E_{2\text{РТ}} = E_{2\text{ТС}} = 92 \cdot 10^3 \text{ Дж/моль}$. Константу K_W принимают постоянной и равной 0,1.

Определяющее влияние на скорость протекания химических реакций оказывает температура, поэтому для расчетного определения скорости роста отложений необходимо знать тепловое состояние конструкции и условия нагрева топлива. Распределение температуры в канале приближенно может быть найдено в виде функции

$$T(x, r) = T_0 + T_q X + \frac{q_w}{F} [1 - \theta(r)],$$

где T_0 — начальная температура топлива на входе в канал; $T_q = \frac{2\pi q_w R_w L}{c_p G}$ — изменение средне-

массовой температуры топлива по длине распыливающего отверстия (q_w — плотность теплового потока на стенке; R_w — радиус отверстия; L — длина отверстия; c_p — теплоемкость жидкости; G — расход жидкости); $X = x/L$ — относительная длина отверстия; F — коэффициент теплоотдачи; $\theta(r) = \left(1 - \frac{r}{R_w}\right)^{1/n}$ — зависимость измене-

ния температуры жидкости по радиусу отверстия ($n = 7$ — показатель степени в зависимости, описывающей профиль температуры).

Запишем скорости химических реакций в приближении Франка — Каменецкого. Для этого перенесем начало координат по оси x в характерную точку x_c , соответствующую уменьшению концентрации растворенного в теплоносителе кислорода в e раз: $x' = x - x_c$. Было использовано следующее приближенное выражение для скорости химических реакций:

$$K_i = A_i \exp \times \left(-\frac{E_i}{RT_c} \right) \exp \left[-\frac{E_i q_w}{RFT_c^2} \theta(r) \right] \exp \left(\frac{E_i}{RT_c} \frac{T_g}{T_c} x \right). \quad (3)$$

где T_c — температура топлива в зоне, где образование отложений становится интенсивным, т. е. в окрестности точки с координатой x ; T_g — температура газов в КС; x — текущая координата точки в канале.

В выражении (3) учтены зависимость скорости химической реакции от температуры омываемой поверхности и изменение скорости реакции из-за изменения температуры по сечению отверстия. Масса отложений, толщина слоя отложений и перепад температуры на слое отложений рассчитаны по формулам

$$M_s = J_s \Phi \tau; \quad \delta_s = \frac{J_s \tau}{\rho_s}; \quad T_s = q_w \frac{\delta_s}{\lambda_s},$$

где Φ — площадь поверхности; τ — время процесса; ρ_s — плотность отложений; λ_s — коэффициент теплопроводности отложений.

Интенсивность прогрева форсунок зависит от интенсивности горения топлива и подвода теплоты из зоны горения. В качестве примера рассмотрены физические процессы, которые имеют место в цилиндре дизельного двигателя

типа Д-242 (4ЧН 11/12,5) при воспламенении и сгорании ДТ и ПГ. Температура самовоспламенения ДТ зависит от давления в той среде, куда топливо впрыскивается. При увеличении давления температура самовоспламенения ДТ в условиях КС дизельного двигателя довольно резко снижается (рис. 1). Эта зависимость построена по экспериментально полученным значениям, представленным ниже:

Давление среды, МПа	0,3	0,9	1,5	3,0
Температура самовоспламенения, °C	320	262	210	200

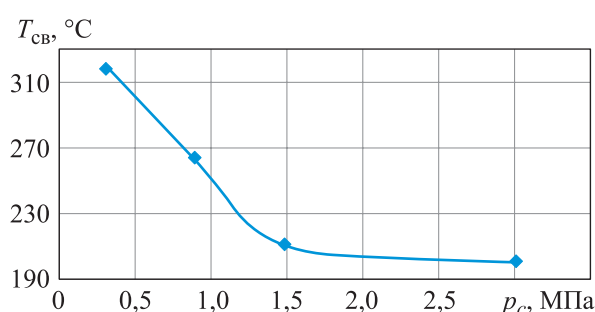


Рис. 1. Зависимость температуры самовоспламенения ДТ в КС дизельного двигателя от давления в КС

Отметим, что зависимость температуры самовоспламенения дизельного топлива от давления имеет специфический характер. На участке изменения давления от 0 до 1,5 МПа с ростом давления температура самовоспламенения уменьшается. Это объясняется в основном тем, что с ростом давления уменьшаются расстояния между молекулами топлива и окислителя и увеличивается вероятность их химического взаимодействия. Следует иметь в виду, что при горении химически неоднородных горючих смесей время диффузии кислорода к горючему веществу несоизмеримо больше времени, необходимого для протекания химической реакции. Скорость горения определяется скоростью диффузии кислорода к горючему веществу. В этом случае говорят, что процесс протекает в диффузионной области. Такое горение и называется диффузионным и имеет место на участке изменения давления от 0 до 1,5 МПа. При давлении выше 1,5 МПа скорость процесса горения практически определяется только скоростью химической реакции. Процесс такого горения называется кинетическим и протекает быстро.

В дизельном двигателе типа Д-242 давление рабочего тела в конце такта сжатия равно 4,39 МПа. При таком давлении температура самовоспламенения ДТ составляет 200...210 °С. Однако для устойчивого воспламенения ДТ в среде свежего заряда с небольшим периодом задержки самовоспламенения (до 60 мс) температура рабочего тела в конце такта сжатия должна быть значительно выше температуры самовоспламенения и составлять 300...345 °С [29]. В соответствии с тепловым расчетом (см. рис. 1) минимальная температура рабочего тела в конце такта сжатия при температуре воздуха на входе в двигатель –40 °С равна 468,6 °С. Таким образом, температура рабочего тела в конце такта сжатия двигателя Д-242 обеспечивает процесс самовоспламенения ДТ с запасом не менее 100 °С.

На тепловое состояние элементов форсунки, в том числе ее распылителя и иглы, влияют два конкурирующих процесса. Теплота, поступающая из зоны горения, увеличивает температуру распылителя, а теплота, которая передается в водяную систему охлаждения крышки картера, теплота, необходимая для испарения топлива, и конвективная теплоотдача в поток ДТ способствуют уменьшению температуры, в результате чего наступает некоторое равновесие. При форсировании режима работы двигателя и переходе к газодизельному циклу запальная доза ДТ остается неизменной, а прогрев форсунки увеличивается в результате подачи и выгорания альтернативного топлива — ПГ.

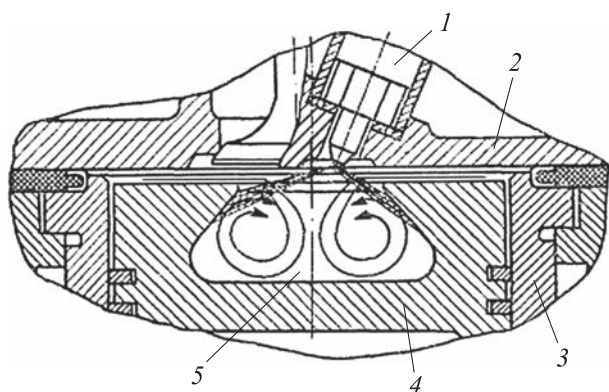


Рис. 2. Схема подачи дизельного топлива в камеру сгорания в поршне:

1 — форсунка; 2 — головка блока; 3 — гильза;
4 — поршень; 5 — камера сгорания

При этом нарушается равновесие между процессами нагрева и охлаждения и, как следствие, температура форсунки увеличивается.

Схема подачи ДТ в камеру сгорания в поршне представлена на рис. 2. Одна часть ДТ испаряется с поверхности струи, нагреваясь от воздушного заряда, другая часть ДТ образует пленку на поверхности КС. При этом топливо интенсивно испаряется, а поверхность поршня остывает. При уменьшении запальной дозы ДТ поверхность поршня остывает меньше, и на начальном участке процесса самовоспламенения процесс подвода теплоты при воспламенении топлива протекает более интенсивно. Характерная зависимость интенсивности выделения от угла поворота коленчатого вала приведена на рис. 3 [35].

Для исследования влияния на тепловое состояние форсунок величины запальной дозы ДТ проведены испытания дизельного двигателя типа Д-242, который оборудован системой подачи ПГ. Результаты измерения температуры форсунок при работе этого двигателя только на ДТ приведены в таблице. Здесь же представлены результаты измерения температуры поверхности форсунок при работе этого двигателя по газодизельному циклу (запальная доза ДТ составляет 30 % от общего расхода топлива).

Способ измерения температуры поверхностей форсунок прибором Testo 881-1 (серийный номер 1812623, объектив стандартный 32 дюйма) с помощью программного обеспечения Testo IIRSoft проиллюстрирован рис. 4.

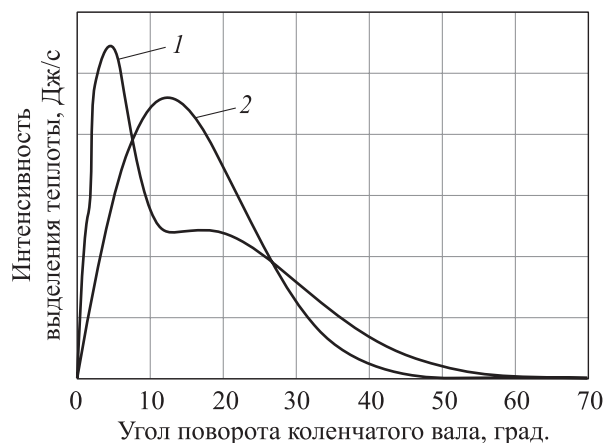


Рис. 3. Характеристики интенсивности выделения теплоты:

1 — при подаче ДТ и ПГ с ярко выраженной кинетической фазой; 2 — при подаче только ДТ

Результаты измерения температуры форсунок при работе двигателя типа Д-242 только на ДТ

№ п/п	n, мин ⁻¹	Нагрузка, кВт	v _{вх.возд} , м/с			t _{вх.возд} , °С			t _{нов.форс} , °С		
			min	max	среднее	min	max	среднее	min	max	среднее
При работе только на ДТ											
1	1200	0	16,5	16,7	16,6	31,5	32,5	32,0	42,2	45,1	43,65
2	1200	10	16,2	16,5	16,35	31,5	32,5	32,0	48,1	51,4	49,3
3	1000	10	14,7	15,0	14,85	33,0	34,0	33,5	49,1	53,0	52,6
4	1000	0	14,7	15,0	14,85	33,0	34,0	33,5	49,4	52,9	52,3
5	1500	0	20,5	21,0	20,75	32,5	33,0	32,75	57,1	58,7	58,1
6	1500	20	20,1	20,5	20,3	33,2	34,0	33,6	57,3	58,6	58,2
При работе по газодизельному циклу											
1	1200	0	16,4	16,8	16,6	31,5	32,7	32,1	75,5	78,4	76,65
2	1200	10	16,2	16,6	16,4	31,6	32,6	32,1	81,9	84,1	82,8
3	1000	10	14,7	15,1	14,9	33,2	34,2	33,7	79,6	79,6	79,0
4	1000	0	14,7	15,0	14,85	33,1	34,3	33,7	72,3	75,9	75,1
5	1500	0	20,6	21,0	20,8	32,5	33,1	32,8	80,5	82,1	81,3
6	1500	20	20,1	20,6	20,35	33,4	34,0	33,7	90,6	90,8	90,3

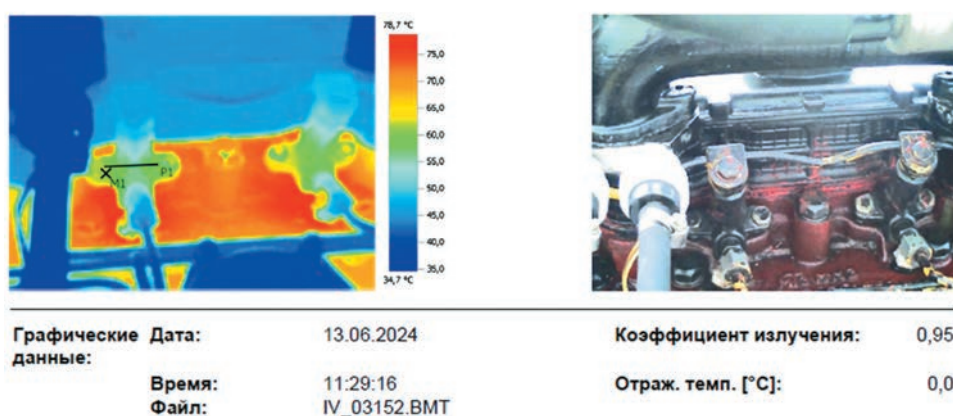


Рис. 4. Регистрация температуры поверхностей форсунок прибором Testo 881-1

Как следует из данных, приведенных на рис. 4, в газодизельном цикле работы двигателя температура поверхности форсунок на 25...35 °C выше по сравнению с температурой в чисто дизельном цикле и определяется частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой на двигатель. Это объясняет ухудшение параметров работы двигателя и снижение эффективности работы и срока службы форсунок при работе в режимах с малым расходом ДТ в газодизельном цикле работы. В этом случае при проведении ремонтов форсунок регистрируется повышенное образование смолистых углеродистых отложений на деталях форсунки.

Заключение

По результатам исследования можно сформулировать следующие выводы.

1. На участке увеличения давления в КС от 0 до 1,5 МПа температура самовоспламенения уменьшается. Это объясняется в основном тем, что с ростом давления уменьшается расстояние между молекулами топлива и окислителя и увеличивается вероятность их химического взаимодействия.

2. При давлении в КС более 1,5 МПа скорость процесса горения практически определяется только скоростью химической реакции.

3. Температура рабочего тела в конце такта сжатия в двигателе Д-242 обеспечивает процесс самовоспламенения дизельного топлива с запасом не менее 100 °С.

4. При уменьшении доли запальной дозы ДТ поверхность поршня остывает меньше, в результате чего на начальном участке процесса самовоспламенения рабочей смеси процесс подвода теплоты при воспламенении топлива протекает более интенсивно.

5. Установлено, что при замещении ПГ частотой ДТ температура форсунки растет, что может служить причиной образования смолистых

углеродистых отложений, которые, в свою очередь, приводят к заклиниванию иглы и пропуску воспламенения.

6. Температура поверхности форсунок в газодизельном цикле работы двигателя увеличивается на 25...35 °С по сравнению с температурой в чисто дизельном цикле и определяется частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой на двигатель. Этот факт объясняет ухудшение параметров работы двигателя и снижение эффективности работы и срока службы форсунок при работе в режимах с малыми расходами ДТ в газодизельном цикле.

Литература

- [1] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [2] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [3] Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 18–29.
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [6] 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.
- [7] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [8] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3, с. 32–44.
- [9] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. Продолжение. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 4, с. 17–27.
- [10] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 64–69. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [11] 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>
- [12] 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.
- [13] Носырев Д.Я., Росляков А.Д., Муратов А.В. *Перспективы и проблемы применения альтернативных видов топлива в локомотивных энергетических установках*. Самара, СамГУПС, 2009, 117 с.
- [14] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. *Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта*. Москва, ИНТЕКСТ, 2008, 144 с.
- [15] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [16] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Карташов А.Б., Буданов Р.Е. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 50–73.

- [17] 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>
- [18] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, НИЦ «Инженер», «Оникс-М», 2014, 691 с.
- [19] Максимов И.В., Синявский В.В., Шатров М.Г. Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 51–60.
- [20] Gettel L.E., Perry G.C., Boisvert J. et al. Dual fuel engine control systems for transportation applications. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1987, vol. 109, no. 4, pp. 435–438.
- [21] Kubesh J.T., Podnar D.J., Guglielmo K.H. et al. Development of an electronically-controlled natural gas-fueled John Deere power Tech 8.1 L engine. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 951940, pp. 71–78.
- [22] Umierski M., Stommel P. Fuel efficient natural gas engine with Common-Rail micro-pilot injection. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-3080, pp. 1–8.
- [23] Yousefi A., Guo H., Birouk M. An experimental and numerical study on diesel ignition split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load. *Fuel*, 2018, no. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- [24] Шатров М.Г., Хачиян А.С., Синявский В.В., Шишлов И.Г. Анализ способов конвертации автомобильных дизелей на питание природным газом. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2013, № 4, с. 29–32.
- [25] Karim G.A. *Dual-fuel diesel engines*. CRC Press, 2015, 287 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [26] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper Series*, 2012, no. 2012-01-0826, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>
- [27] Königsson F., Kuyper J., Stalhammar P., Angstrom H.E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine. *SAE International Journal of Engines*, 2013, vol. 6 (2), pp. 751–765. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0848>
- [28] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, pp. 1–20. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.555136>
- [29] Гуреев А.А., Азев В.С., Камфер Г.М. *Топливо для дизелей. Свойства и применение*. Москва, Химия, 1993, 336 с.
- [30] Анисимов И.Г., Бадыштова К.М., Бнатов С.А. и др. *Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: справочник*. Москва, Издательский центр «Техинформ», 1999, 596 с.
- [31] Asabin V., Roslyakov A., Kurmanova L., Petukhov S., Erzamaev M. Conversion of diesel locomotive engines to operation on natural gas motor fuel. *E3S Web of Conferences*, 2020, vol. 157, art. no. 01003, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202015701003>
- [32] Курманова Л.С., Петухов С.А. Проблемы и перспективы применения газомоторного топлива в транспортных энергетических установках. *Вклад молодых ученых в аграрную науку. Междунар. науч.-практ. конф.: матер.* Кинель, СГСХА, 2018, с. 321–323.
- [33] Яновский Л.С., Дубовкин Н.Ф., Галимов Ф.М. и др. *Горюче-смазочные материалы для авиационных двигателей*. Казань, Мастер Лайн, 2002, 399 с.
- [34] Денисов Е.Т., Ковалев Г.И. *Окисление и стабилизация реактивных топлив*. Москва, Химия, 1983, 269 с.
- [35] Анисимов А.С., Чернышков И.В. Моделирование процесса сгорания топлива в дизеле тепловоза с использованием уравнения двухфазного тепловыделения. *Известия Транссиба*, 2016, № 1, с. 2–10.

References

- [1] 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.).
- [2] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [3] Grachev V.V., Furman V.V., Hamidov O.R., Kulmanov B.T. Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine adjustment parameters. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 18–29. (In Russ.).

- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical processes in diesel engines converted to natural gas and hydrogen]. Moscow, BMSTU Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [6] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable envelopment of the transport sector. Pt. 2. Hydrogen fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 5, pp. 53–62 (In Russ.).
- [7] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of industrial production of hydrogen and its use in transport power plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20 (In Russ.).
- [8] Klimentyev A.Yu., Klimentyev A.A. Ammonia as a promising motor fuel for a carbon-free economy. *Alternative Fuel Transport*, 2017, no. 3, pp. 32–44. (In Russ.).
- [9] Klimentyev A.Yu., Klimentyev A.A. Ammonia as a promising motor fuel for a carbon-free economy. *Alternative Fuel Transport*, 2017, no. 4, pp. 17–27. (In Russ.).
- [10] Abyzov O.V., Galyshchev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the indicator process of the automobile gas engine during its operation with ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [11] 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>
- [12] 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, NITs "Inzhener", "Oniko-M" Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [13] Nosyrev D.Ya., Roslyakov A.D., Muratov A.V. *Perspektivy i problemy primeneniya al'ternativnykh vidov topliva v lokomotivnykh energeticheskikh ustanovkakh* [Prospects and problems of using alternative fuels in locomotive power plants]. Samara, SamGUPS Publ., 2009, 117 p. (In Russ.).
- [14] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Al'ternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative fuels for railway rolling stock]. Moscow, INTEKST Publ., 2008, 144 p. (In Russ.).
- [15] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Pt. 1. Gas engine fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [16] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Kartashov A.B., Budanov R.E. Computational study of parameters of a piston engine converted to operate on the propane-butane mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 50–73. (In Russ.).
- [17] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., 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>
- [18] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftnyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum motor fuels: environmental aspects of application]. Moscow, NITs "Inzhener", "Oniko-M" Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [19] Maximov I.V., Sinyavskiy V.V., Shatrov M.G. Injector size and combustion chamber shape influence on the gas-diesel engine performance. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 51–60. (In Russ.).
- [20] Gettel L.E., Perry G.C., Boisvert J. et al. Dual fuel engine control systems for transportation applications. *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1987, vol. 109, no. 4, pp. 435–438.
- [21] Kubesh J.T., Podnar D.J., Guglielmo K.H. et al. Development of an electronically-controlled natural gas-fueled John Deere power Tech 8.1 L engine. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 951940, pp. 71–78.
- [22] Umierski M., Stommel P. Fuel efficient natural gas engine with Common-Rail micro-pilot injection. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-3080, pp. 1–8.
- [23] Yousefi A., Guo H., Birouk M. An experimental and numerical study on diesel ignition split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load. *Fuel*, 2018, no. 212, pp. 332–346. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.10.053>
- [24] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Sinyavskiy V.V., Shishlov I.G. Analysis of methods for converting diesel engines to run on natural gas. *Alternative fuel transport*, 2013, no. 4, pp. 29–32. (In Russ.).
- [25] Karim G.A. *Dual-fuel diesel engines*. CRC Press, 2015, 287 p. <https://doi.org/10.1201/b18163>
- [26] Königsson F., Stalhammar P., Angstrom H. Controlling the injector tip temperature in a diesel dual fuel engine. *SAE Technical Paper Series*, 2012, no. 2012-01-0826, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2012-01-0826>

- [27] Königsson F., Kuyper J., Stalhammar P., Angstrom H.E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine. *SAE International Journal of Engines*, 2013, vol. 6 (2), pp. 751–765. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0848>
- [28] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, pp. 1–20. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.555136>
- [29] Gureev A.A., Azev V.S., Kamfer G.M. *Toplivo dlya dizelej. Svojstva i primenenie* [Fuel for diesel engines. properties and application]. Moscow, Khimiya Publ., 1993, 336 p. (In Russ.)
- [30] Anisimov I.G., Badyshova K.M., Bnatov S.A. et al. *Topliva, smazochnye materialy, tekhnicheskie zhidkosti. Assortiment i primenenie: Spravochnik* [Fuels, lubricants, and technical fluids. Range and application: Handbook]. Moscow, Tekhinform Publ., 1999, 596 p. (In Russ.)
- [31] Asabin V., Roslyakov A., Kurmanova L., Petukhov S., Erzamaev M. Conversion of diesel locomotive engines to operation on natural gas motor fuel. *E3S Web of Conferences*, 2020, vol. 157, art. no. 01003, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202015701003>
- [32] Kurmanova L.S., Petukhov S.A. Problems and Prospects of Using Gasoline Fuel in Transport Power Plants. *Vklad molodykh uchenykh v agrarnuyu nauku. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: mater.* [Contribution of Young Scientists to Agricultural Science, Proceedings of the International Scientific and Practical Conference]. Kinel, Samara State Agricultural Academy Publ., 2018, pp. 321–323. (In Russ.).
- [33] Yanovsky L.S., Dubovkin N.F., Galimov F.M. et al. *Goryuche-smazochnye materialy dlya aviacionnykh dvigatelej* [Lubricants and lubrication materials for aircraft engines]. Kazan, Master Line Publ., 2002, 399 p. (In Russ.)
- [34] Denisov E.T., Kovalev G.I. *Okislenie i stabilizaciya reaktivnykh topliv* [Oxidation and stabilization of jet fuels]. Moscow, Khimiya Publ., 1983, 269 p. (In Russ.)
- [35] Anisimov A.S., Chernyshkov I.V. Modeling of the fuel combustion process in a diesel locomotive using the two-phase heat release equation. *Journal of Transsib Railway Studies*, 2016, no. 1, pp. 2–10. (In Russ.)

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Информация об авторах

Росляков Алексей Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Тяговой подвижной состав», ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения», Самара, Российская Федерация. E-mail: roslykov_ad@mail.ru

Гордеев Игорь Петрович — доктор технических наук, профессор кафедры «Тяговой подвижной состав», ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения», Самара, Российская Федерация.

Силюта Анатолий Геннадьевич — кандидат технических наук, начальник отдела «Автономные источники», АО «ВНИИЖТ»; доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» РУТ (МИИТ), Москва, Российская Федерация.

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

Пешков Андрей Борисович — заведующий лабораторией кафедры ЭСЖТ, ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения», Самара, Российская Федерация.

Information about the authors

Roslyakov Aleksey Dmitrievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Traction Rolling Stock, Volga Region State Transport University, Samara, Russian Federation. E-mail: roslykov_ad@mail.ru

Gordeev Igor Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Traction Rolling Stock, Volga Region State Transport University, Samara, Russian Federation.

Silyuta Anatoly Gennadievich — Ph. D. (Eng.), Head of the Autonomous Power Sources Department, JSC VNIIZhT; Associate Professor, Department of Electric Trains and Locomotives, RUT (MIIT), Moscow, Russian Federation.

Plakhov Sergey Valentinovich — Ph. D. (Eng.), First Deputy General Director — Deputy General Director for Design Work, PPP Dieselvatomatika LLC, Saratov, Russian Federation. E-mail: dizavt@overta.ru

Peshkov Andrey Borisovich — Head of Laboratory, Department of Electric Train Systems, Volga Region State Transport University, Samara, Russian Federation.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Росляков А.Д., Гордеев И.П., Силюта А.Г., Плахов С.В., Пешков А.Б. Исследование температурного режима форсунки тепловозного дизеля при реализации газодизельного цикла. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 74–85.

Citation:

Roslyakov A.D., Gordeev I.P., Silyuta A.G., Plakhov S.V., Peshkov A.B. Study of the temperature regime of a diesel locomotive injector during the gas-diesel cycle. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 74–85. (In Russ.).

УДК 621.436+631.372:681.518.5

Совершенствование процесса диагностирования автотракторных двигателей, работающих на газомоторном топливе*

Д.М. Шамсутдинов¹, С.А. Кинев¹, И.Р. Алабердин², М.Х. Низамутдинов¹, А.Г. Садриев¹¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Российская Федерация² ООО «Газпром трансгаз Уфа», Уфа, Российская Федерация

Improving the diagnostic process for automotive and tractor engines powered by natural gas

D.M. Shamsutdinov¹, S.A. Kinev¹, I.R. Alaberdin², M.Kh. Nizamutdinov¹, A.G. Sadriev¹¹ Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation² Gazprom Transgaz Ufa LLC, Ufa, Russian Federation

Объектом исследования является двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с принудительным зажиганием КАМАЗ серии 820.73-320 (КАМАЗ-820), работающий на сжатом природном газе. Цель работы — повышение эффективности диагностирования автотракторных ДВС, работающих на газомоторном топливе, с помощью регистрации и анализа данных системы управления двигателем и применения датчиков, регистрирующих качество горения топливовоздушной смеси. Разработан бортовой комплекс для регистрации параметров, характеризующих качество рабочих процессов в ДВС КАМАЗ-820 на сжатом природном газе — метане. Проведены длительные испытания на экспериментальной установке на базе автомобиля. В результате исследований подтверждена возможность длительно регистрировать параметры системы управления двигателем синхронно с дополнительными параметрами, такими как состав топливовоздушной смеси, частота и амплитуда колебаний блока цилиндров. Показан алгоритм регистрации и обработки данных для диагностирования ДВС. Разработаны практические рекомендации по эксплуатации газомоторной техники с бортовым комплексом регистрации при определении причин отказов двигателя. Показана возможность визуализации, хранения и анализа зарегистрированных данных.

Ключевые слова: сжатый природный газ, двигатель внутреннего сгорания, двигатель с принудительным зажиганием, диагностика двигателя, система управления двигателем, газомоторная техника, отказ двигателя

The object of this study is a KAMAZ 820.73-320 series positive-ignition internal combustion engine (ICE) (hereinafter referred to as the KAMAZ-820) powered by compressed natural gas. The objective of this study is to improve the diagnostic efficiency of automotive and tractor ICEs powered by natural gas by recording and analyzing data from the engine management system and sensors reflecting the combustion quality of the fuel-air mixture. An onboard system was developed to record parameters reflecting the quality of operating processes in the KAMAZ-820 ICE powered by compressed natural gas (methane). This study included long-term testing on an experimental setup based on the vehicle. The study demonstrated the feasibility of synchronous long-term recording of engine control system parameters with additional parameters, such as air-fuel mixture composition and cylinder block vibration frequency and amplitude. A data recording and processing algorithm for diagnosing internal combustion engines was demonstrated. Practical recommendations for operating gas-powered vehicles with on-board recording systems for determining the causes of engine failures were developed. The possibility of visualizing, storing, and analyzing the recorded data was demonstrated.

Keywords: compressed natural gas, internal combustion engine, positive-ignition engine, engine diagnostics, engine management system, gas engine technology, engine failure

* Работа выполнена в рамках программы Министерства науки и высшего образования Российской Федерации «ПРИОРИТЕТ 2030».

Введение

Опыт эксплуатации автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), работающих на сжатом природном газе, выявил некоторые недостатки, существенно влияющие на моторесурс. К таким недостаткам относится дефект «негерметичность головки цилиндра». Особенно часто дефекты данного вида возникают в двигателях КАМАЗ серии 820.73-320 (КАМАЗ-820) [1] и приводят к выходу из строя ДВС, простоя техники, снижению уровня технической готовности [2]. Достоверное установление причин возникновения описанных дефектов позволит принять меры по повышению надежности и повысить основные эксплуатационные показатели подвижного состава, эксплуатируемого на газомоторном топливе. Однако для всестороннего анализа причин возникновения отказа необходим массив объективных данных, длительно регистрируемых в процессе эксплуатации, в том числе и во время возникновения отказа. Таким образом, разработка технологии, методов и средств длительной регистрации параметров работы двигателя для определения причин отказов двигателя КАМАЗ-820 и других автотракторных ДВС, работающих на газомоторном топливе, является актуальной задачей.

Анализ причин возникновения дефекта

Одной из наиболее вероятных причин возникновения трещин на теплоприемной поверхности головки цилиндра (ГЦ) служит термическая деформация, вызываемая циклическими изменениями температурных условий. Эти трещины приводят к потере мощности, снижению рабочих характеристик газового двигателя и к выбраковке цилиндропоршневой группы [3]. Температура горения воздушно-метановой смеси выше, чем у дизельного топлива [4], соответственно различаются и протекающие внутри камеры сгорания термоциклические процессы, которые влияют на образование локальных разностей температур узлов двигателя КАМАЗ-820, полученного путем конвертации дизельного двигателя на газовый цикл [5].

Другой причиной возникновения трещин может быть детонационное горение топливо-воздушной смеси. В процессе детонационного горения за короткий промежуток времени повышаются температура и давление [6], что может иметь разрушающий эффект по отношению

к деталям ДВС [7]. Это сильно влияет на производительность работы, срок эксплуатации и надежность силовой установки. Существуют предположения, что причиной появления трещин на огневом днище ГЦ может служить детонационное сгорание [8]. Предположить такое позволяет отсутствие в системе управления двигателем КАМАЗ-820 таких элементов контроля детонации, как датчик ионного тока и датчик детонации, что может приводить к выбору неоптимальных методов предотвращения детонации [9].

В работе [10] показано, что газовый двигатель КАМАЗ-820 под управлением альтернативного электронного блока в паре с датчиком детонации ECONTROL не имеет рабочих последствий в виде детонационного горения топлива, но в этой работе отсутствует анализ экспериментальных исследований, свидетельствующих о наличии или отсутствии детонационного горения и других факторов, влияющих на разрушение головки цилиндра. Особенно явно это может проявляться при износе деталей двигателя, все еще позволяющем говорить о работоспособном состоянии агрегата, но уже влияющем на процессы сгорания. В работе [11] приведена нагрузочная характеристика двигателя модели 8212.10-112 со степенью сжатия 11,5 и турбонагнетателем, близкого по характеристикам к исследуемому двигателю. Показана возможность возникновения детонации даже при температуре впускаемого воздуха, не превышающей 25 °С. Можно предположить, что при обнаружении детонационного сгорания на исследуемом двигателе уже в режимах частичных нагрузок следует ожидать, что в режимах, близких к режимам максимальной нагрузки, испытываемой при промышленной эксплуатации транспортного средства, влияние детонационного горения на появление дефекта «негерметичность головки цилиндра» окажется более выраженным.

Как известно из [12], от качества воспламенения топливно-воздушной смеси зависят развиваемая мощность двигателя, расход топлива и токсичность отработавших газов. При выборе свечи зажигания необходимо учитывать заложенную в ее конструкцию способность отводить теплоту — это позволяет свече не превышать температуру возникновения калильного зажигания. Такой температурный предел со-

ставляет примерно 850...900 °С. Резкое увеличение давления в камере сгорания при калильном воспламенении увеличивает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма, поршни, ГЦ, подшипники коленчатого вала. Это может привести к задирам и разрушениям. Резкий рост температуры в цилиндре двигателя даже при кратковременной работе в таком режиме может привести к прогару поршней, клапанов или разрушению перемычек поршня в зоне установки поршневых колец [13]. Входной контроль свечей зажигания, а также соблюдение технологии их замены позволит снизить влияние выбора свечей зажигания на вероятность возникновения рассматриваемого дефекта.

Ожидается, что двигатель, работающий на природном газе, должен эффективно предотвращать преждевременное воспламенение, поскольку смачивание стенок цилиндра и попадание капель топлива в микротрещины считаются маловероятными ввиду поступления заряда в газообразном виде. Однако имеются исследования, свидетельствующие о том, что в газовых двигателях на природном газе [14] встречается преждевременное воспламенение [15] и его вероятность возрастает с увеличением нагрузки [16]. Имеются предположения, что, как и в случае с бензиновыми двигателями, моторное масло влияет на вероятность преждевременного воспламенения.

Состав природного газа очень разнообразен и сильно зависит от района его добычи, времени года и климата. Один из основных параметров природного газа на основе метана, характеризующий стойкость к детонационному сгоранию, — метановое число [17]. Авторы [18] в ходе исследования с использованием многокомпонентного состава искусственных газовых смесей разработали алгоритм действий по подбору газовых смесей, определению их физических свойств, классификации газов по метановому числу и выработке рекомендаций для использования в двигателях соответствующих типов. Анализ работы [19] подтвердил, что наиболее подходящей для газа является методика, разработанная компанией AVL. Погрешность при расчете по данной методике составляет примерно 2–3 ед., при этом отмечается, что если метановое число шахтного газа, определенное по методике CARB, равно 95 ед., то по методике AVL оно составляет 86 ед. Используя данную

методику, авторы [20] определили, что фактическое метановое число рассматриваемого газа по результатам расчета оказалось ниже указанного (допустимого) уровня, что служит причиной детонации двигателя при работе с повышенной нагрузкой.

Таким образом, метановое число показывает, какими свойствами обладает топливо при его сгорании. При этом известно, что для оптимизации эффективных показателей двигателя необходимо учитывать и такие показатели, как теплотворная способность топлива, давление впрыска газа в камеру сгорания, степень сжатия [19]. Газомоторное топливо должно соответствовать установленным нормативам [21]. Так, при высоких значениях теплотворной способности может наблюдаться перегрев ДВС, при низких показателях — недобор мощности. Соответственно, создаваемая разрушительная энергия детонационного сгорания может служить одной из причин выхода со строя ГЦ [22].

Таким образом, можно сделать вывод, что на выход из строя ГЦ могут влиять разные факторы, такие как термическая деформация, детонационное горение топливно-воздушной смеси, низкое качество изготовления компонентной базы системы зажигания, преждевременное воспламенение, отсутствие контроля и перебои в формировании целевой воздушно-метановой смеси. Влияние вышеописанных факторов на отказ двигателя можно оценить только с помощью массива зарегистрированных параметров работы ДВС, предшествующих отказу двигателя.

Дорожные испытания

Проведение дорожных испытаний с комплексной регистрацией параметров работы двигателя позволит выявить критические режимы эксплуатации, приводящие к детонации, и разработать меры для повышения надежности газовых двигателей. Полученные данные можно использовать для корректировки алгоритмов управления ДВС, разработки рекомендаций по эксплуатации газомоторной техники и улучшения методик технического обслуживания. Данные также позволяют оценить достоверность полученных данных и скорректировать методику проведения дальнейших испытаний.

Дорожные испытания проводили в реальных условиях эксплуатации техники в УТТиСТ «Газпром трансгаз Уфа»: транспортировка гру-

зов по магистральным и технологическим дорогам; работа в сложных климатических условиях (перепады температур, высокая влажность, перепады атмосферного давления); различные режимы нагрузки (городской цикл, трасса, бездорожье). Особое внимание было уделено регистрации детонационных процессов, возникающих при резком изменении нагрузки (разгон, подъем в гору), работе на пониженных передачах при высокой нагрузке, эксплуатации в условиях высокой температуры окружающей среды.

В качестве объекта дорожных испытаний был выбран автомобиль КАМАЗ-65115, оснащенный двигателем серии 820. Двигатель КАМАЗ-820 оборудован системой управления АБИТ М20.21, обладающий номинальной мощностью 300 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 1900 мин^{-1} . Рабочий объем двигателя составлял 11,762 л, диаметр цилиндра 120 мм, а степень сжатия $12,0 \pm 0,4$. Порядок работы цилиндров двигателя V-8 показан на рис. 1. Нумерация цилиндров начинается с передней части автомобиля с правого ряда, в котором стоят ци-

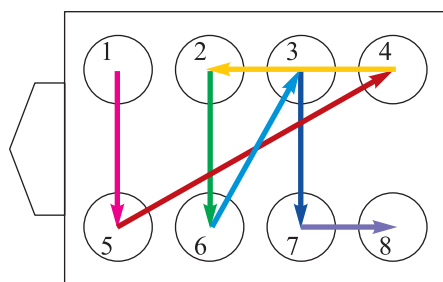


Рис. 1. Порядок работы цилиндров двигателя КАМАЗ-820

линдры 1–4, в левом ряду соответственно располагаются цилиндры 5–8.

Рассмотрим предлагаемый алгоритм регистрации и сбора данных, который в дальнейшем анализе зарегистрированных данных позволит выявлять аномальные изменения параметров, предшествующие отказу ДВС. Для детального анализа особенностей вклада каждого цилиндра в производительность двигателя необходимо согласовать регистрируемые сигналы с сигналами датчиков, определяющих положение и скорость валов. Сигналы датчиков положения коленчатого вала и датчика положения распределительного вала с привязкой к углам поворота коленчатого вала приведены на рис. 2.

Анализ публикации [23] показал, что в качестве датчика регистрации детонационного горения для двигателя КАМАЗ-820 подходит датчик KS4-P, основные характеристики которого приведены ниже.

Характеристики датчика детонации KS4-P

Тип датчика	Пьезоэлектрический,
	0261.231.173
Чувствительность (при 5 кГц), мВ/г	26 ± 8
Электрическая емкость, пФ, не более	1150 ± 200
Выходное сопротивление, МОм, не менее	1
Линейность от 5 до 15 кГц	
(от значения 5 кГц), %	± 10
Диапазон частот, кГц	3...25

Места расположения датчиков детонации, соответствующие рекомендациям их производителя, показаны на рис. 3.

Как известно, двигатели, оснащенные системами управления с обратными связями по

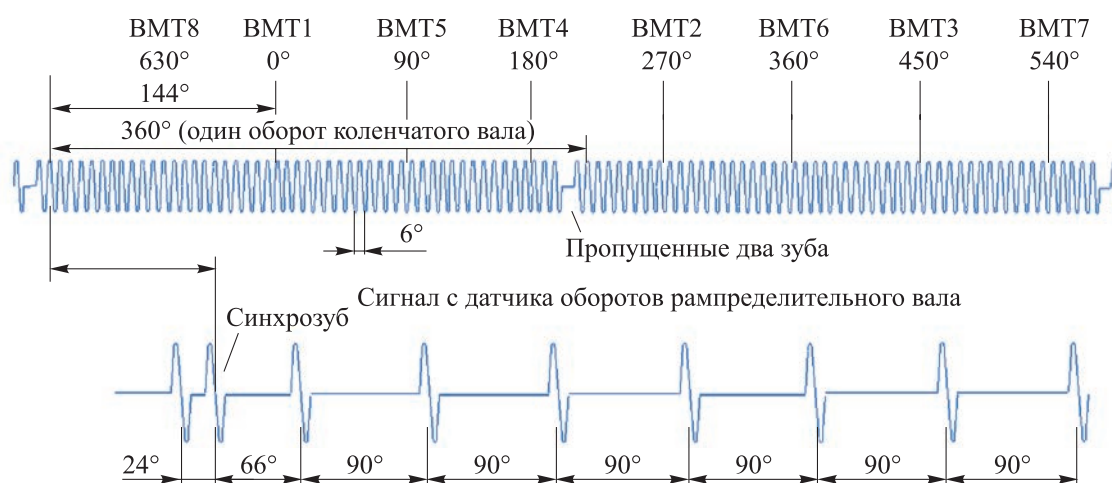


Рис. 2. Сигналы с датчиков положения и скорости валов (BMT — верхняя мертвая точка)

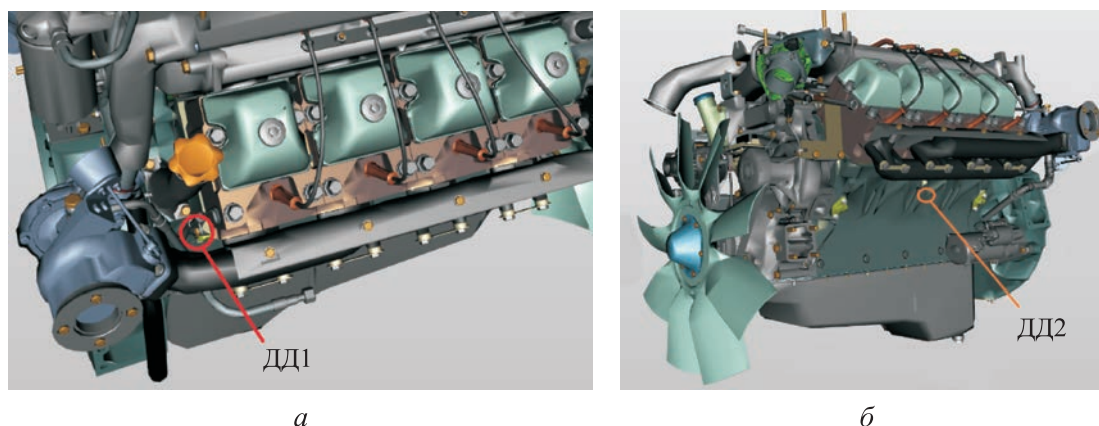


Рис. 3. Расположение датчиков детонации ДД1 (а) и ДД2 (б) на двигателе КАМАЗ-820

составу топливовоздушной смеси, могут работать с достаточно широким диапазоном газовых составов, поддерживая состав смеси, позволяющий не выходить на детонационное горение. Наилучшим соотношением масс воздуха и топлива для двигателей на рассматриваемом газомоторном топливе является соотношение 17,2 : 1. Для регистрации коэффициента избытка воздуха оптимально применять широкополосный датчик LSU 4.9. Датчики LSU 4.9 позволяют регистрировать измерения коэффициента избытка воздуха в интервале $[0,65; \infty]$ имеют рабочий диапазон по давлению отработавших газов от 0 до 0,25 МПа, максимальная допустимая температура отработавших газов при длительной работе датчика составляет 930 °С. Датчики подключены к собственным блокам управления, которые передают данные в виде уровня напряжения в регистратор параметров двигателя.

Места расположения датчиков измерения коэффициента избытка воздуха показаны на рис. 4.

Для коммерческих и грузовых автомобилей, сельскохозяйственной, строительной и специальной техники утверждены общие требования, описывающие взаимодействие электронных блоков управления и соответствующие стандарту SAE J1939 [24]. Согласно данным требованиям, по кодам параметров Parameter Group Number (PGN) и Suspect Parameter Number (SPN), можно извлекать данные из блока управления двигателем АБИТ М20.21: давление воздуха во впускном коллекторе; давление масла; давление топлива после фильтра; мгновенный расход топлива; напряжение на аккумуляторной батарее; положение педали акселератора; процент нагрузки на текущих оборотах; скорость движения транспортного средства; температуру

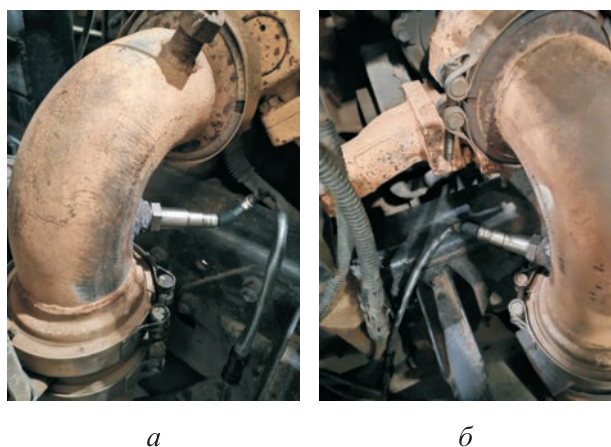


Рис. 4. Размещение правого (а) и левого (б) датчиков состава смеси



Рис. 5. Бортовой комплекс для регистрации параметров ДВС

воздуха во впускном коллекторе; температуру масла, частоту вращения двигателя и др. (весь список параметров не приводится из-за ограничения объема публикации).

Для проведения опытов был разработан бортовой комплекс для регистрации параметров работы двигателя (рис. 5), позволяющий оценить качество рабочих процессов ДВС. Комплекс позволяет регистрировать 256 параметров, а частота сбора информации составляет от 35 Гц до 44 кГц. Качество и количество регистрируемых параметров достаточны для фиксации

таких явлений, как детонационное горение [23] и дисбаланс состава смеси [25].

Схема подключения регистратора данных к бортовой сети автомобиля показана на рис. 6. Регистратор 1 осуществляет связь с блоком управления 4 двигателем АБИТ М20.2 по CAN-шине через 16-контактный разъем OBD2 2. Связь регистратора с лямбда-зондами 5, 6 осуществляется через блоки управления широкополосными датчиками кислорода AFR 9, а с датчиками детонации 7, 8 — по отдельным каналам. Питание комплекса обеспечивается преобразо-

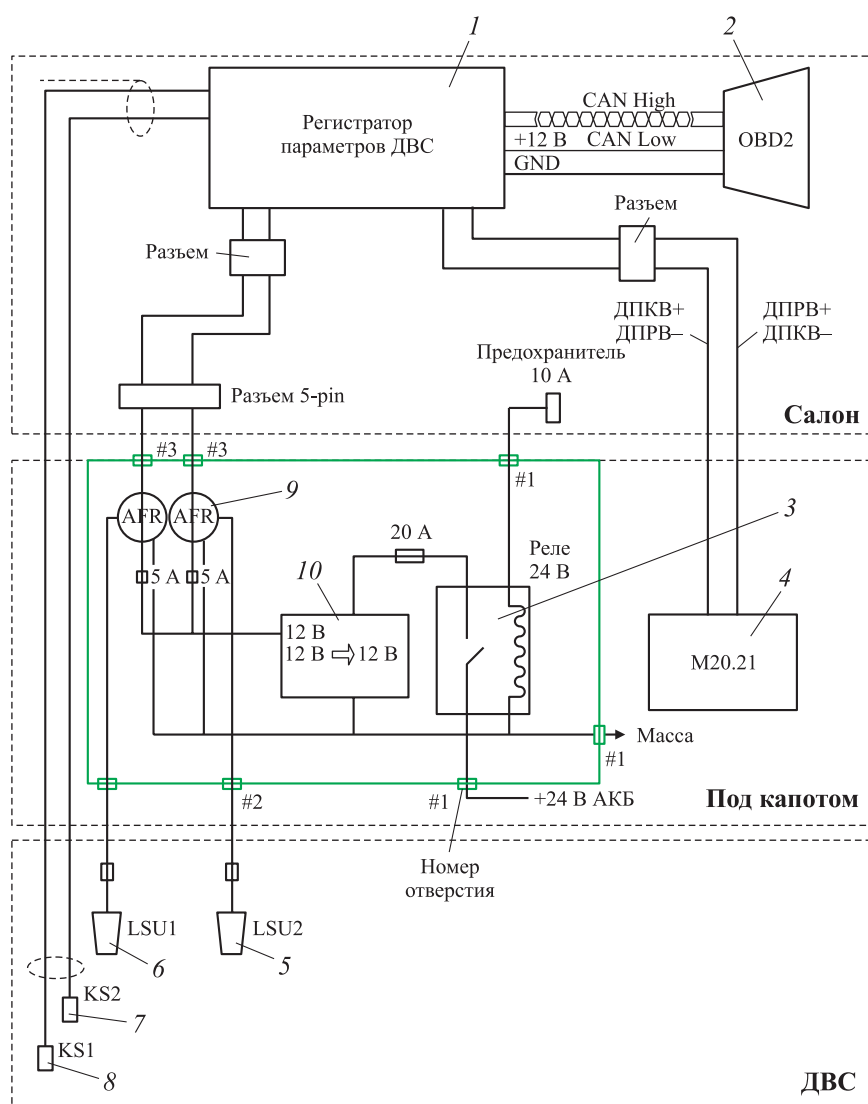


Рис. 6. Схема подключения регистратора:

1 — регистратор параметров ДВС; 2 — 16-контактный разъем OBD2; 3 — реле; 4 — блок управления двигателем АБИТ М20.21; 5, 6 — лямбда-зонды (датчики) BOSCH LSU-4 каналов LSU1 и LSU2 соответственно; 7, 8 — датчики детонации BOSCH Knock Sensor KS4-P каналов KS1 и KS-2 соответственно; 9 — блок управления широкополосным датчиком кислорода AFR; 10 — преобразователь напряжения; ДПКВ — датчик положения коленчатого вала; ДПРВ — датчик положения распределительного вала; Масса — общий нулевой потенциал; АКБ — стартерная аккумуляторная батарея автомобиля

вателем напряжения 10, управление питанием — реле 3.

При включении зажигания на предохранителе 10 А возникает потенциал 24 В, далее через реле 3 включаются контроллеры широкополосных датчиков кислорода AFR. Для уменьшения массива данных запись на электронный носитель информации начинается с момента начала движения автомобиля.

Анализ зарегистрированных данных

Данные регистрировались с 06.12.2024 по 17.07.2025, пробег автомобиля составил 12 тыс. км, объем зарегистрированных данных занимает 123 Гб, структура данных имеет вид таблицы со значениями, разделенными запятыми.

На примере выбранных параметров (рис. 7) проведен анализ записанных данных, на основании которого можно оценить состояние баланса состава смеси.

На графиках представлен участок данных с выборкой длительностью 0,9 с. На временной шкале при значении 4,65 с наблюдается локальное изменение кривой (параметр AEM_LAMBDA1-AEM), которое характеризует разницу в составах смеси по рядам цилиндров, положение педали акселератора 42,8 % (параметр AccelPedalPos1), коленчатый вал вращается на скорости 2106 об/мин (параметр EndSpeed), состав смеси при этом различается на разных рядах цилиндров на 18,8 %, на ряду цилиндров, где установлен первый датчик, $\lambda_1 = 1,3631$ (параметр AEM_LAMBDA1), на ряду цилиндров, где установлен второй датчик, $\lambda_2 = 1,62$ (параметр AEM_LAMBDA2). На рис. 7 видно, что длительность регистрации подобной разности сигнала соответствует участку продолжительностью не более 15 мс. Еще одно подобное изменение наблюдается на временной шкале при 4,9 с. Ана-

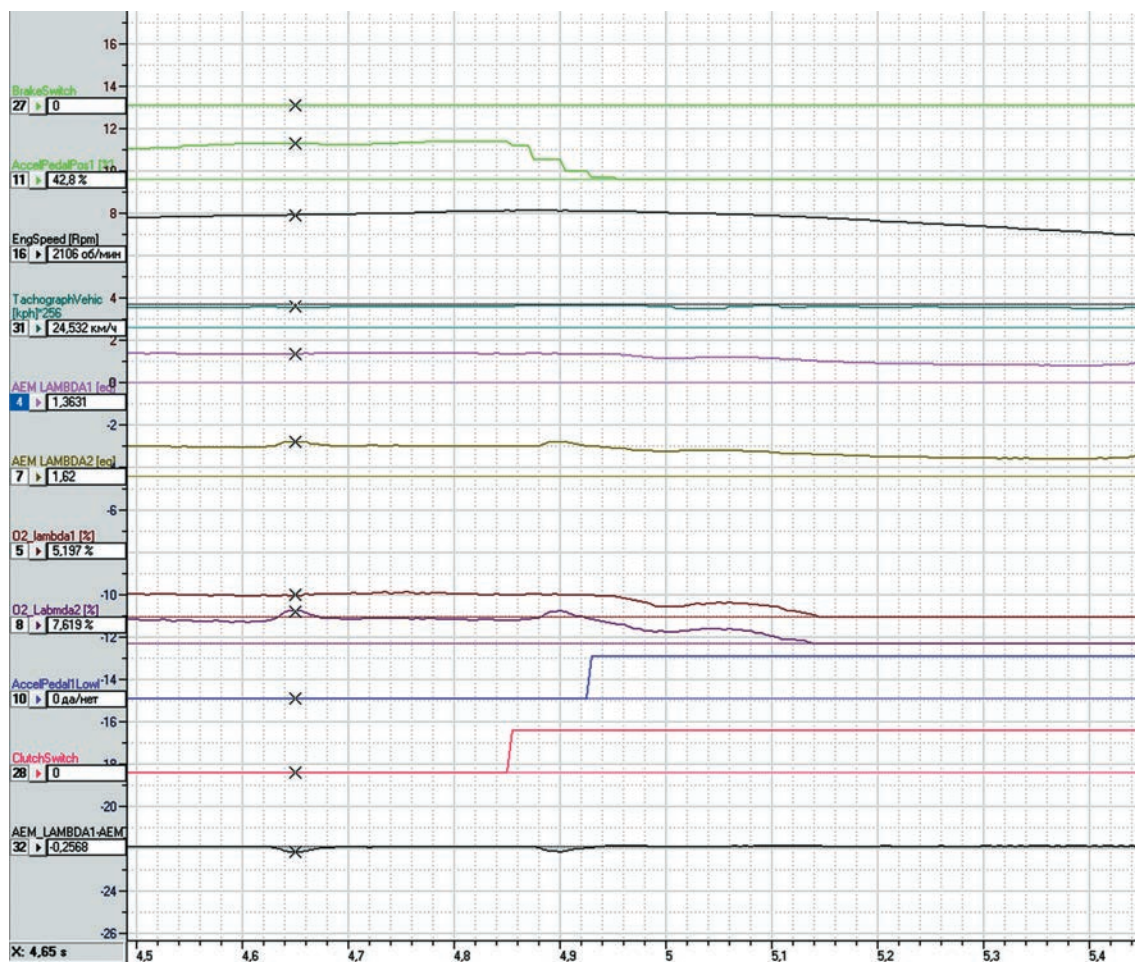


Рис. 7. Выборка зарегистрированных параметров двигателя КАМАЗ-820

лиз более продолжительного по времени участка показывает, что пульсации состава смеси происходят только в левом ряду цилиндров 5–8 (см. рис. 1), где состав смеси регистрируется датчиком LSU2 (параметр AEM LAMBDA2). Таким образом, по полученным с помощью разработанного регистратора данным можно зафиксировать отклонение в работе системы зажигания,

топливоподачи [25] либо аномальные пульсации давления в системе выпуска [26].

На рис. 8 представлены сигналы датчиков детонации Knock Signal 1 и Knock Signal 2 и сигнал (Cylinder), отражающий номер цилиндра, находящегося в рабочем такте, рассчитанный по сигналам датчиков синхронизации. Данное представление позволяет определить, при рабо-

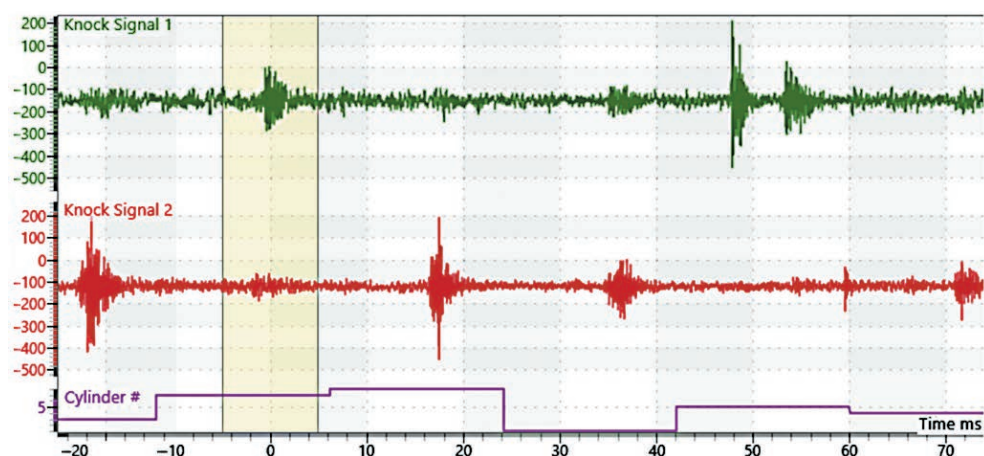


Рис. 8. Сигналы датчиков детонации



Рис. 9. Увеличенный фрагмент выборки сигнала датчика детонации KS1

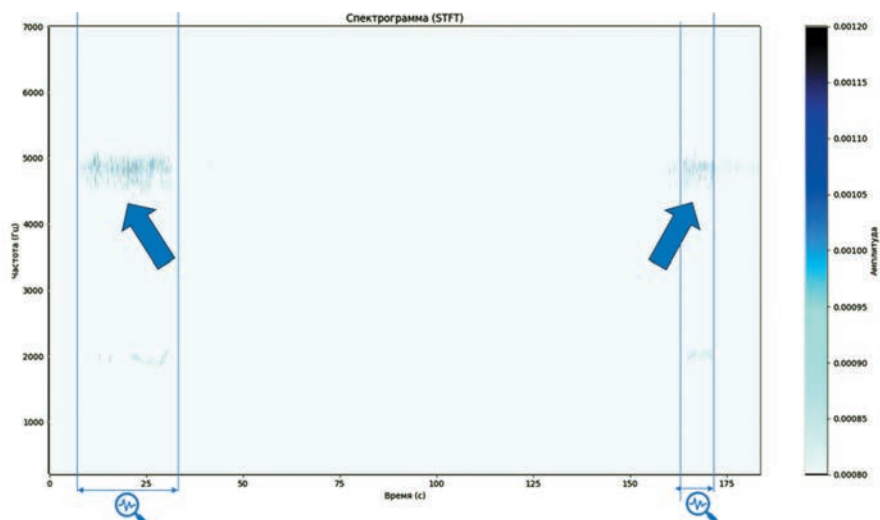


Рис. 10. Частотный анализ сигналов

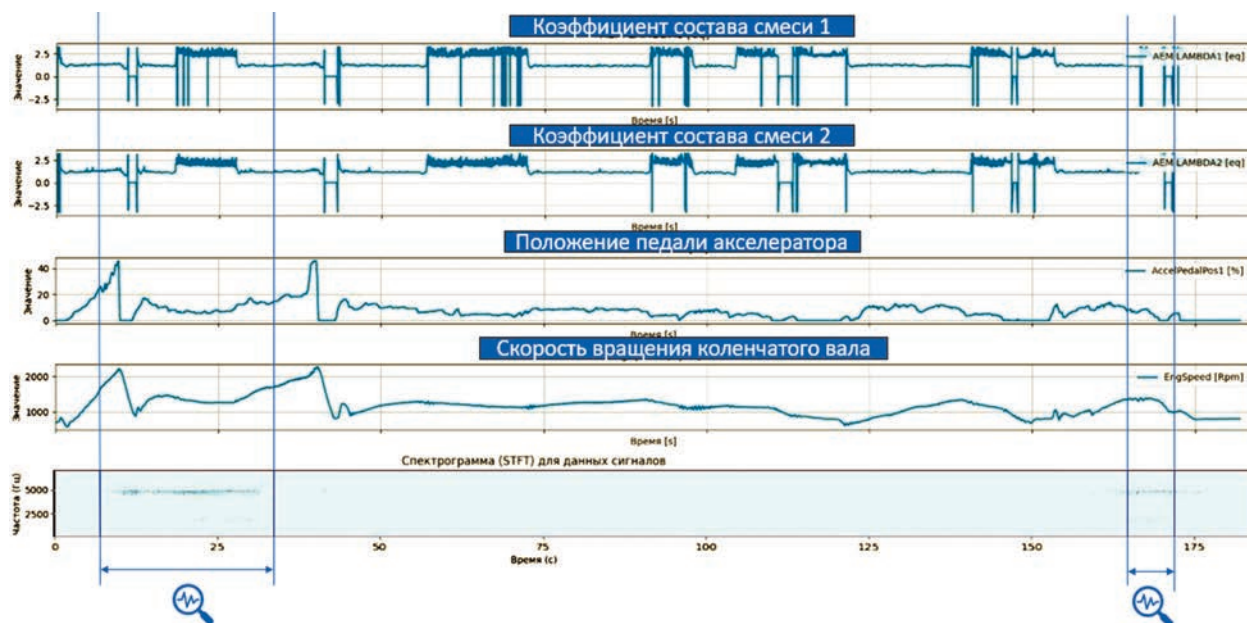


Рис. 11. Анализ зарегистрированных сигналов в момент возникновения колебаний на частотах 4900 кГц

чем такте какого именно цилиндра регистрируются колебания блока цилиндров.

На примере выбранных параметров проведен анализ данных, на основании которого можно оценить наличие детонационного горения в ДВС. На рис. 9 представлен спектр сигнала датчика детонации KS1 в интервале от 4,018005 с до 4,022313 с, что соответствует одному циклу воспламенения во втором цилиндре.

Пик сигнала приходится на частоту 4909,57 Гц, эта частота соответствует частоте

колебаний блока цилиндров с диаметрами цилиндров 120 мм при детонационном горении [27].

Фрагмент спектрального анализа сигнала датчика KS1 регистрирующего колебания блока цилиндров продемонстрирован на рис. 10. Стрелками показаны колебания с преобладающей энергией на частотах примерно 4900 Гц. Как говорилось выше, эта частота соответствует частоте детонационного горения в рассматриваемом двигателе.

Исследование синхронно записанных данных позволяет сделать вывод о характере поведения других параметров в момент усиления колебаний блока двигателя с частотой характерной для детонационного горения. На рис. 11 сделана выборка следующих параметров: коэффициенты состава смеси для правого и левого рядов цилиндров, положение педали акселератора, скорость вращения коленчатого вала. При анализе можно выбрать любые регистрируемые параметры и определять зависимости.

Отметим, что по полученным с помощью разработанного регистратора данным можно исследовать факторы, влияющие на возникновения детонационного горения.

Заключение

Анализ причин возникновения дефекта «негерметичность головки цилиндра» показал, что основной причиной данной неисправности служит термическая деформация, вызываемая циклическими изменениями температурных условий работы цилиндропоршневой группы и детонационное горение топливовоздушной смеси в камере сгорания. Косвенными причинами могут быть низкое качество изготовле-

ния компонентной базы системы зажигания, преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси, отсутствие контроля и перебои в формировании целевой воздушно-метановой смеси. Влияние вышеописанных факторов на отказ двигателя можно оценить только с помощью массива зарегистрированных параметров работы ДВС, предшествующих отказу двигателя.

Для получения массива данных был разработан специальный комплекс для регистрации параметров ДВС и сделан выбор компонентной базы комплекса для регистрации параметров двигателя. Описан алгоритм длительной регистрации и сбора данных для дальнейшего анализа. Проведена длительная регистрация параметров работы двигателя в условиях реальной эксплуатации для уточнения факторов, влияющих на отказы двигателя КАМАЗ-820. Установлено, что частота регистрации информации в зависимости от параметров должна составлять от 35 Гц до 44 кГц, что позволит фиксировать явление «детонационное горение». Показана возможность анализа зарегистрированных данных для целей диагностирования автотракторных двигателей, работающих на газомоторном топливе.

Литература

- [1] Садриев А.Г., Алексеев А.В., Шамсутдинов Д.М. Способы повышения долговечности и надежности головок блока цилиндров двигателей внутреннего сгорания автомобиля КамАЗ серии 820. *74-я науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых УГНТУ: матер.* Уфа, Изд-во УГНТУ, 2023, 251 с.
- [2] Краснов И.В. Факторы, определяющие преждевременный выход из строя газовых двигателей КАМАЗ и причины их капремонта в гарантийный период. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2023, № 2 (92), с. 54–61.
- [3] Захаров А.А. *Повышение долговечности головок блока цилиндров дизелей при восстановлении путем применения деконцентраторов напряжений.* Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2005, 20 с.
- [4] Ведрученко В.Р., Крайнов В.В., Кокшаров М.В. и др. О технических решениях при переводе транспортных и судовых ДВС на использование газообразного топлива. *Омский научный вестник*, 2014, № 3 (133), с. 186–189.
- [5] Батыршин Р.Р., Гатиятов А.А. Автотехника ОАО «КАМАЗ» на природном газе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 1 (25), с. 42–43.
- [6] Генкин К.И. *Газовые двигатели.* Москва, Машиностроение, 1977, 193 с.
- [7] Mittal V., Revier B.M., Heywood J.B. Phenomena that determine knock onset in spark-ignition engines. *SAE Technical Paper*, 2007, no. 2007-01-0007.
- [8] McKenzie J., Cheng W.K. The anatomy of knock. *SAE Technical Paper*, 2016, no. 2016-01-0704.
- [9] Краснов И.В., Марышев Д.В. Обзор технических решений по модернизации газового двигателя автомобиля КАМАЗ. *Студенческий научный форум. XIV Междунар. студенческая науч. конф.: матер.* URL: <https://scienceforum.ru/2022/article/2018031566> (дата обращения 11.10.2024).
- [10] Алабердин И.Р., Алексеев А.В., Садриев А.Г., Шамсутдинов Д.М., Низамутдинов М.Х., Иванова О.В. Методы повышения надежности головок цилиндров ДВС КАМАЗ серии 820. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2023, № 5 (95), с. 45–54.

- [11] Лукшо В.А. *Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, 2015, 383 с.
- [12] Набоких В.А. *Аппараты систем зажигания: справочник*. Москва, Академия, 2009, 318 с.
- [13] Шабанов А.Ю., Колодочкин М.В. *Свечи и мотор. Научно-популярное издание*. Москва, ООО «Контент-пресс», 2011, 208 с.
- [14] Serrano D., Obiols J., Lecointe B. Optimization of dual fuel diesel-methane operation on a production passenger car engine-thermodynamic analysis. *SAE Technical Paper*, 2013, art. no. 2013-01-2505. <https://doi.org/10.4271/2013-01-2505>
- [15] Chen R., Kuboyama T., Moriyoshi Y., Yasueda S., Doyen V., Martin J.-B. Effects of engine operating condition and fuel property on pre-ignition phenomenon in a highly boosted premixed natural gas engine. *SAE Technical Paper. 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants*, 2019. <https://doi.org/10.4271/2019-01-2154>
- [16] Königsson F. *On combustion in the CNG-diesel dual fuel engine*. Ph. D. thesis. KTH Royal Institute of Technology, 2014.
- [17] ГОСТ 34704–2020. *Газ природный. Определение метанового числа*. Москва, Стандартинформ, 2021, 18 с.
- [18] Дидманидзе О.Н., Афанасьев А.С., Хакимов Р.Т. Метановое число природного газа и его влияние на эффективность рабочего процесса газового двигателя. *Записки Горного института*, 2021, т. 251, с. 730–737.
- [19] Дидманидзе О.Н., Хакимов Р.Т., Большаков Н.А. Пути совершенствования охлаждающих систем при использовании метана в газомоторных двигателях. *Инфокоммуникационные и интеллектуальные технологии на транспорте ИТТ'2018. I Междунар. науч.-практ. конф.: матер.* Липецк, Липецкий государственный технический университет, 2018, т. 2, с. 45–52.
- [20] Хакимов Р.Т., Дидманидзе О.Н., Парлюк Е.П. Определение метанового числа состава сжиженного природного газа. *Известия СПбГАУ*, 2019, № 2 (55), с. 150–158.
- [21] ГОСТ 27577–2022. *Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия*. Москва, Российский институт стандартизации, 2022, 12 с.
- [22] Гнедова Л.А., Гриценко К.А., Лапушкин Н.А., Перетрашина В.Б., Федотов И.В. Газомоторные топлива на основе метана. Анализ требований к качеству и исходному сырью. Современные технологии переработки и использования газа. *Научно-технический сборник Вести газовой науки*, 2015, № 1 (21), с. 86–97.
- [23] Dues S.M., Adams J.M., Shinkle G.A. Combustion knock sensing: sensor selection and application issues. *SAE Technical Paper Series*, 1990, no. 900488. <https://doi.org/10.4271/900488>
- [24] Qiao N., Krishnamurthy C., Moore N. Determine air-fuel ratio imbalance cylinder identification with an oxygen sensor. *SAE Int. J. Engines*, 2015, vol. 8 (3). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0869>
- [25] SAE J 1939/81. *Network Management: recommended practice for serial control and communications vehicle network*. SAE Ground Vehicle Standard. Warrendale, PA, SAE International, Society of Automotive Engineers, 1997. https://doi.org/10.4271/J1939/81_199707
- [26] *Planar Wide Band Lambda Sensor. Technical Customer Information. Y 258 E00 015e by Bosch*. URL: https://ecotrons.com/files/Bosch_LSU49_Tech_Info.pdf (accessed 11.10.2024).
- [27] Draper C.S. Pressure waves accompanying detonation in engines. *Journal of Aeronautical Science*, 1938, vol. 5, pp. 219–226.

References

- [1] Sadriev A.G., Alekseev A.V., Shamsutdinov D.M. Methods for improving the durability and reliability of cylinder heads of internal combustion engines of KAMAZ 820 series vehicles. *74-ya nauch.-tekhn. konf. studentov, aspirantov i molodykh uchenykh UGNTU: mater.* [74th Scientific and Technical Conf. of Students, Postgraduates, and Young Scientists of Ufa State Petroleum Technical University: Proc.]. Ufa, Ufa State Petroleum Technical University Publ., 2023, 251 p. (In Russ.).
- [2] Krasnov I.V. Factors determining the premature failure of kamaz gas engines and the reasons for their overhaul during the warranty period. *Alternative Fuel Transport*, 2023, no. 2 (92), pp. 54–61. (In Russ.).
- [3] Zakharov A.A. *Povysheniye dolgovechnosti golovok bloka tsilindrov dizeley pri vosstanovlenii putem primeneniya dekontsentratorov napryazheniy* [Improving the durability of diesel cylinder heads during remanufacturing using stress deconcentrators]. Abs. Ph. D. Diss. Saratov, 2005, 20 p. (In Russ.).

- [4] Vedruchenko V.R., Kraynov V.V., Koksharov M.V. et al. About technical solutions in modernization of transport and marine ice to use gaseous fuel. *Omsk Scientific Bulletin*, 2014, no. 3 (133), pp. 186–189. (In Russ.).
- [5] Batyrshin R.R., Gatiyatov A.A. KAMAZ OJSC vehicles running on natural gas. *Alternative Fuel Transport*, 2012, no. 1 (25), pp. 42–43. (In Russ.).
- [6] Genkin K.I. *Gazovyye dvigateli* [Gas engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 193 p. (In Russ.).
- [7] Mittal V., Revier B.M., Heywood J.B. Phenomena that determine knock onset in spark-ignition engines. *SAE Technical Paper*, 2007, no. 2007-01-0007.
- [8] McKenzie J., Cheng W.K. The anatomy of knock. *SAE Technical Paper*, 2016, no. 2016-01-0704.
- [9] Krasnov I.V., Maryshev D.V. Review of technical solutions for the modernization of the KAMAZ vehicle gas engine. *Studencheskiy nauchnyy forum. XIV Mezhdunar. studencheskaya nauch. konf.: mater.* [Student Scientific Forum. XIV Int. Student Scientific Conf.: Proc.]. (In Russ.).
URL: <https://scienceforum.ru/2022/article/2018031566> (accessed October 11, 2024).
- [10] Alaberdin I.R., Alekseev A.V., Sadriev A.G., Shamsutdinov D.M., Nizamutdinov M.Kh., Ivanova O.V. Methods for increasing the reliability of KAMAZ 820 internal combustion engine cylinder heads. *Alternative Fuel Transport*, 2023, no. 5 (95), pp. 45–54. (In Russ.).
- [11] Luksho V.A. *Kompleksnyy metod povysheniya energoeffektivnosti gazovykh dvigateley s vysokoy stepen'yu szhatiya i ukorochennymi taktami vpuska i vypuska* [A comprehensive method for improving the energy efficiency of gas engines with a high compression ratio and shortened intake and exhaust stroke]. Dr. Sci. Diss. Moscow, State Research Center of the Russian Federation FSUE NAMI Publ., 2015, 383 p. (In Russ.).
- [12] Nabokikh V.A. *Apparaty sistem zazhiganiya: spravochnik* [Ignition system devices: a handbook]. Moscow, Academy Publ., 2009, 318 p. (In Russ.).
- [13] Shabanov A.Yu., Kolodochkin M.V. *Svechi i motor. Nauchno-populyarnoye izdaniye* [Spark plugs and the engine. Popular science publication]. Moscow, Content-Press LLC Publ., 2011, 208 p. (In Russ.).
- [14] Serrano D., Obiols J., Lecoite B. Optimization of dual fuel diesel-methane operation on a production passenger car engine-thermodynamic analysis. *SAE Technical Paper*, 2013, art. no. 2013-01-2505.
<https://doi.org/10.4271/2013-01-2505>
- [15] Chen R., Kuboyama T., Moriyoshi Y., Yasueda S., Doyen V., Martin J.-B. Effects of engine operating condition and fuel property on pre-ignition phenomenon in a highly boosted premixed natural gas engine. *SAE Technical Paper. 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants*, 2019.
<https://doi.org/10.4271/2019-01-2154>
- [16] Königsson F. *On combustion in the CNG-diesel dual-fuel engine*. Ph. D. thesis. KTH Royal Institute of Technology, 2014.
- [17] GOST 34704–2020. *Gaz prirodnyy. Opredeleniye metanovogo chisla*. [State Standart 34704–2020. Natural gas. Determination of the methane number]. Moscow, Standartinform Publ., 2021, 18 p. (In Russ.).
- [18] Didmanidze O.N., Afanasyev A.S., Khakimov R.T. Natural gas methane number and its influence on the gas engine working process efficiency. *Journal of mining institute*, 2021, vol. 251, pp. 730–737. (In Russ.).
- [19] Didmanidze O.N., Khakimov R.T., Bolshakov N.A. Ways to improve cooling systems when using methane in gas engine engines. *Infokommunikatsionnyye i intellektual'nyye tekhnologii na transporte IITT'2018. I Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: mater.* [Infocommunication and intelligent technologies in transport IITT'2018. I Int. scientific-practical conf.: Proc.]. Lipetsk, Lipetsk State Technical University Publ., 2018, vol. 2, pp. 45–52. (In Russ.).
- [20] Khakimov R.T., Didmanidze O.N., Parlyuk E.P. Determination of the methane number of the composition of liquefied natural gas. *Izvestiya Saint-Petersburg State agrarian university*, 2019, no. 2 (55), pp. 150–158. (In Russ.).
- [21] GOST 27577–2022. *Gaz prirodnyy toplivnyy komprimirovannyy dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya. Tekhnicheskiye usloviya* [State Standart 27577–2022. Compressed natural fuel gas for internal combustion engines. Specifications. Moscow, Russian Institute of Standardization Publ., 2022, 12 p. (In Russ.).
- [22] Gnedova L.A., Gritsenko K.A., Lapushkin N.A., Peretryakhina V.B., Fedotov I.V. Methane-based gas motor fuels. Analysis of quality and feedstock requirements. *Nauchno-tekhnicheskiy sbornik Vesti gazovoy nauki*, 2015, no. 1 (21), pp. 86–97. (In Russ.).
- [23] Dues S.M., Adams J.M., Shinkle G.A. Combustion knock sensing: sensor selection and application issues. *SAE Technical Paper Series*, 1990, no. 900488. <https://doi.org/10.4271/900488>
- [24] Qiao N., Krishnamurthy C., Moore N. Determine air-fuel ratio imbalance cylinder identification with an oxygen sensor. *SAE Int. J. Engines*, 2015, vol. 8 (3). (In Russ.). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0869>

- [25] SAE J 1939/81. Network Management: recommended practice for serial control and communications vehicle network. SAE Ground Vehicle Standard. Warrendale, PA, SAE International, Society of Automotive Engineers, 1997. https://doi.org/10.4271/J1939/81_199707
- [26] *Planar wide band lambda sensor. Technical customer information. Y 258 E00 015e by Bosch.*
URL: https://ecotrons.com/files/Bosch_LSU49_Tech_Info.pdf (accessed October 11, 2024).
- [27] Draper C.S. Pressure waves accompanying detonation in engines. *Journal of Aeronautical Science*, 1938, vol. 5, pp. 219–226.

Материалы получены редакцией 28.10.2025

Информация об авторах

Шамсутдинов Данир Миниакхатович — кандидат физико-математических наук, доцент Уфимского государственного нефтяного технического университета, Уфа, Российская Федерация.

E-mail: danir@mail.ru

Кинев Сергей Анатольевич — кандидат технических наук, и. о. заведующего кафедрой «Эксплуатация наземного транспорта» Уфимского государственного нефтяного технического университета, Уфа, Российская Федерация. E-mail: kinevsergei@mail.ru

Алабердин Ильдар Равилевич — заместитель генерального директора по экономике, финансам и общим вопросам ООО «Газпром трансгаз Уфа», Уфа, Российская Федерация.

Низамутдинов Малик Халилович — кандидат технических наук, доцент Уфимского государственного нефтяного технического университета, Уфа, Российская Федерация. E-mail: nizmal@mail.ru

Садриев Артур Гадифович — магистрант, инженер Уфимского государственного нефтяного технического университета, Уфа, Российская Федерация. E-mail: sadriev-artur@bk.ru

Information about the authors

Shamsutdinov Danir Miniakhmatovich — Ph. D. (Phys. & Math.), Associate Professor of Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation. E-mail: danir@mail.ru

Kinev Sergey Anatolyevich — Ph. D. (Eng.), Acting Head of the Department of Ground Transport Operation of Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation. E-mail: kinevsergei@mail.ru

Alaberdin Ildar Ravilevich — Deputy General Director for Economics, Finance, and General Affairs, Gazprom Transgaz Ufa LLC, Ufa, Russian Federation.

Nizamutdinov Malik Khalilovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor at Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation. E-mail: nizmal@mail.ru

Sadriev Artur Gadifovich — Master's student, Engineer at Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation. E-mail: sadriev-artur@bk.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Шамсутдинов Д.М., Кинев С.А., Алабердин И.Р., Низамутдинов М.Х., Садриев А.Г. Совершенствование процесса диагностирования автотракторных двигателей, работающих на газомоторном топливе. *Двигателестроение*, 2025, № 4 (302), с. 85–98.

Citation:

Shamsutdinov D.M., Kinev S.A., Alaberdin I.R., Nizamutdinov M.Kh., Sadriev A.G. Improving the diagnostic process for automotive and tractor engines powered by natural gas. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 85–98. (In Russ.).

**Указатель публикаций в журнале
(№ 1–4 за 2025 г.)****Общие проблемы двигателестроения**

В.А. Рыжов, В.Е. Ионин

Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей **1, 3**

К.С. Егоров, Л.В. Степанова

Модифицированный однопоточный нестационарный метод получения тепловых характеристик высококомпактных поверхностей теплообмена **1, 14**

В.П. Литвиненко, Н.А. Савинков

Исследование эффективной длительности цикла судового дизельного двигателя с использованием энтропии **2, 3**

Г.С. Корнилов, А.С. Голосов, Н.С. Зуев, В.А. Федоров
Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания **3, 3**

В.А. Раков

Критерии оценки эффективности использования гибридных автомобилей **4, 3**

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей

И.Ф. Гумеров

Повышение степени сжатия в автомобильных дизелях: анализ взаимного влияния эффективных показателей рабочего процесса и прочностных характеристик **1, 22**

С.Ю. Руссинковский, Н.Д. Чайнов, М.С. Новиков
Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях **2, 14**

И.Ф. Гумеров

Повышение эффективности эксплуатации дизельных двигателей магистральных тягачей путем оптимизации интервалов смены моторного масла **2, 23**

В.В. Грачев, В.В. Фурман, А.В. Грищенко, М.Н. Панченко, Ф.Ю. Базилевский

Низкочастотные колебания тепловозного дизель-генератора при отключении цилиндровна режиме холостого хода **2, 35**

А.А. Земсков, А.А. Варшавский, В.Ф. Кнелъц
Расчетный анализ рабочего процесса среднеоборотного дизельного двигателя **3, 14**

А.В. Васильев, М.Н. Покусаев, О.А. Какорина, Ю.С. Бахрачева

Формирование профиля кулачка газораспределения двигателя внутреннего сгорания с выравниванием износа по углу поворота распределительного вала **3, 26**

С.Ю. Руссинковский, Н.Д. Чайнов, В.Г. Заренбин, М.С. Новиков

Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей **4, 16**

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей

Д.Р. Хорошавцев, Р.Е. Ушаков, А.Н. Арбеков

Исследование характеристики рабочего колеса центробежного компрессора замкнутой газотурбинной установки с загнутыми вперед лопатками при выходе **1, 34**

П.А. Горячев, С.А. Бурцев

Влияние обледенения на аэродинамические характеристики элементов авиационной техники при полетах в атмосферных облаках, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз **1, 44**

Системы охлаждения двигателей

А.А. Генбач, Д.Ю. Бондарцев

Покрытия из природных материалов для системы охлаждения элементов ракетных двигателей **4, 24**

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование

А.Г. Кузнецов, С.В. Харитонов, А.С. Кротов

Расчетное исследование процессов регулирования температуры в климатической камере для испытаний тепловых двигателей **1, 61**

С.В. Плахов

Разработка и исследование систем электронного управления топливopодачей тепловозных газодизельных двигателей **3, 34**

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, О.Н. Слепцов, А.А. Остроухов

Расчетные исследования дизельного двигателя с турбонаддувом и дополнительной подачей воздуха в цилиндры в динамических режимах **4**, 33

П.В. Душкин, В.В. Кремнев, С.С. Ховренко

Методика формирования адаптаций топливоподачи для системы управления двигателем с искровым зажиганием **4**, 55

Топливо и смазочные материалы, присадки

С.В. Путинцев, С.А. Аникин, С.П. Деменкова, М.Г. Манташян

Предельно малая вязкость моторного масла и расчет ее значений для быстроходных поршневых двигателей **3**, 57

Альтернативные топлива

М.В. Гордин, В.А. Марков, М.И. Шленов, Ч. Юй, Ц. Чжао, Д. Хан

Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке **1**, 72

И.В. Максимов, В.В. Синявский, М.Г. Шатров

Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля **2**, 51

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.Н. Козлов, А.С. Юрлов

Эффективные показатели дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла **2**, 61

С.А. Нагорнов, Ю.В. Мещерякова, В.А. Марков, Л.И. Быковская

Использование микроводоросли *Chlorella vulgaris* в качестве биодизельного топлива **2**, 72

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.С. Юрлов

Экспериментальные исследования и анализ процесса образования токсичных компонентов в дизеле, работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла **3**, 72

С.Н. Десянин, В.А. Марков, В.А. Неверов, А.В. Болдырев

Исследование процессов впрыскивания и распыливания топлива и параметров дизельного двигателя, работающего на биотопливах **3**, 82

И.Ф. Гумеров

Экспериментальное исследование влияния формы камеры сгорания на показатели газового двигателя **4**, 63

А.Д. Росляков, А.Г. Силюта, С.В. Плахов, А.Б. Пешков

Исследование закономерностей повышения температуры форсунки тепловозного дизельного двигателя при замещении части дизельного топлива природным газом **4**, 74

Д.М. Шамсутдинов, С.А. Кинев, И.Р. Алабердин, М.Х. Низамутдинов, А.Г. Садриев

Совершенствование процесса диагностирования автотракторных двигателей, работающих на газомоторном топливе **4**, 86