

Двигателестроение

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, к. 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1
E-mail: dieseljournal@yandex.ru
<http://www.rdiesel.ru>**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
и.о. ректора МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, член экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Верстальщик:** 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:05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки), 05.04.02 – Тепловые двигатели (технические науки), 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки (технические науки), 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы (технические науки), 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика (технические науки) с 28.12.2018
2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки), 2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки), с 01.02.2022Электронные 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 21.03.2022. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 10,5.

Содержание**Общие проблемы двигателестроения****Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С.**

Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках 3

Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А.

Проблемы электрификации автомобильного транспорта России 21

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В.**

Применение интегрированного расчетно-экспериментального комплекса для разработки и доводки рабочих процессов дизеля с аккумуляторной топливной системой 32

Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Тер-Мкртчян Г.Г., Предеин А.А.

Исследование структурного шума дизеля с использованием современных технологий 45

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей**Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В.**

Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии 55

Системы и агрегаты двигателей**Плотников Л.В., Шестаков Д.С., Пономарев Д.А.**

Доводка системы турбонаддува дизеля 12ЧН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением 67

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование**Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А.**

Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува 76

Engines Construction

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
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
BMSTU
E-mail: dieseljournal@yandex.ru
<http://www.rdiesel.ru>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.), acting Rector
Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Member 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 DegreesThe 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

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 3

Devyanin S.N., Markov V.A., Savastenko A.A., Savastenko E.A.

Problems of Electrification of Motor Transport in Russia 21

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Dunin A.Yu., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Trofimenko Yu.V.Application of an Integrated Computational and Experimental Complex for the Development
and Improvement of Working Processes of a Diesel Engine with a Common Rail Fuel System 32**Yakovenko A.L., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Ter-Mkrtichyan G.G., Predein A.A.**

Study of Diesel Structure-Borne Noise by Means of Modern Technologies 45

Calculations, Design, Research of Gas Turbine Engines

Mesbah M., Gribin V.G., Malysheva T.V.

Investigation of the Effect of End-Wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade 55

Engine Systems and Aggregates

Plotnikov L.V., Shestakov D.S., Ponomarev D.A.Fine-Tuning of the Turbocharging System of the Diesel Engine (18,5/21,5) in Accordance
with the Industry Purpose 67

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A.

Research of the Dynamic Properties of a Diesel Locomotive when Using Variable Geometry Turbine 76

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 620.9, 621.436

Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках

А.И. Гайворонский¹, М.В. Гордин², В.А. Марков², Ф.С. Карпец²

¹ НТЦ «Магистральный транспорт газа» АО «Газпром промгаз»

² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants

A.I. Gayvoronskiy¹, M.V. Gordin², V.A. Markov², F.S. Karpets²

¹ STC "Gas Trunk Transport" JSC "Gazprom Promgaz"

² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Аннотация. Отмечена перспективность использования водорода в двигателях внутреннего сгорания. Проанализированы технологии промышленного получения водорода и технологии его использования в двигателях транспортного назначения. Рассмотрены проблемы, возникающие при конвертировании двигателя внутреннего сгорания для работы на водороде. Проанализированы особенности организации рабочего процесса двигателей, работающих на водороде. Исследован способ подачи в дизельный двигатель водорода, получаемого путем электролиза воды. Проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-243 в составе дизель-генераторной установки, работающей на нефтяном дизельном топливе с подачей водорода во впускную систему двигателя. На режиме максимальной мощности подача водорода в цилиндры двигателя составила 0,9 % по массе (с учетом разницы теплотворной способности нефтяного дизельного топлива и водорода). При снижении нагрузки на двигатель подача водорода возросла до 4,1 % (на режиме холостого хода). Реализация указанного способа работы двигателя позволила повысить его топливную экономичность, снизить дымность отработавших газов, выбросы монооксида углерода и несгоревших углеводородов при небольшом росте выбросов оксидов азота. На режиме максимальной мощности указанная подача водорода в цилиндры привела к снижению дымности отработавших газов от 10,1 до 8,2 % по шкале Хартриджа, т. е. на 18,8 %. При этом содержание в отработавших газах оксидов азота возросло с 1413 до 1502 ppm, т. е. на 6,3 %.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, дизель-генераторная установка, электролизер, дизельное топливо, водород, топливная экономичность, показатели токсичности отработавших газов

Abstract. The prospects of using hydrogen in internal combustion engines are noted. The technologies of industrial production of hydrogen and technologies of its use in transport engines are analyzed. The problems that arise when converting an internal combustion engine to run on hydrogen are considered. The features of the organization of the working process of hydrogen-powered engines are analyzed. The method of supplying hydrogen to a diesel engine obtained by electrolysis of water is investigated. Experimental studies of a diesel engine of the D-243 type as part of a diesel generator set running on petroleum diesel fuel with hydrogen supply to the engine intake system have been carried out. At the maximum power mode, the supply of hydrogen to the engine cylinders was 0.9 % by weight (taking into account the difference in the calorific value of petroleum diesel fuel and hydrogen). With a reduction in the load on the engine, the supply of hydrogen increased to 4.1 % (at idle). The implementation of this method of engine operation made it possible to increase its fuel efficiency, reduce the smokiness of exhaust gases, emissions of carbon monoxide and unburned hydrocarbons with a small increase in emissions of nitrogen oxides. At the maximum power mode, the indicated supply of hydrogen to the

cylinders led to a decrease in the smoke content of exhaust gases from 10.1 to 8.2 % on the Hartridge scale, i.e. by 18.8 %. At the same time, the content of nitrogen oxides in the exhaust gases increased from 1413 to 1502 ppm, i.e. by 6.3 %.

Keywords: internal combustion engines, diesel engine, diesel generator set, electrolyzer, diesel fuel, hydrogen, fuel efficiency, exhaust gas toxicity indicators

Введение

На современном этапе развития энергетики водород рассматривается как один из наиболее энергетически эффективных и экологичных энергоносителей [1–3]. Это вызвано, в первую очередь, ужесточающимися нормами на выбросы токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и введением налогообложения на выбросы парниковых газов. Водород как энергоноситель характеризуется высокой массовой теплотой сгорания и имеет широчайшую сырьевую базу — его получение возможно из различных сырьевых ресурсов (нефти, природного газа, метанола, воды и др.) с использованием углерод-нейтральных источников электроэнергии: гидро- и атомных электростанций, возобновляемых источников энергии [4–6].

Водород как топливо для ДВС начали использовать более ста лет назад [2, 7]. Еще немецкий инженер и изобретатель Николаус Отто (1832–1891) работал с газообразным топливом, которое почти на 50 % состояло из водорода. В 1852 г. в Мюнхене (Германия) был испытан ДВС, в котором смесь водорода с воздухом сжималась насосом до давления 2–8 бар и воспламенялась электрической искрой. В 1928 г. компания «Цепелин» разработала ДВС для работы на водороде, которые применялись для дирижаблей. В 1923–1926 г. английский инженер Гарри Ральф Рикардо проводил исследовательские работы по созданию двигателя на водороде, поступающего из газовой оболочки дирижабля. Это давало возможность увеличить радиус действия дирижаблей при одновременной экономии дизельного топлива (ДТ). Результаты исследований рабочего процесса экспериментального образца водородного двигателя, созданного в 1942 г., приведены в работе [8]. В исследованиях получены высокие значения индикаторного КПД ДВС ($\eta_i = 54\%$) при его степени сжатия $\epsilon = 15,4$ коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,5$ и частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. При этом водород

с помощью форсунки непосредственно впрыскивался в цилиндр двигателя.

В предвоенные годы в СССР проведены исследования ДВС, работающих на водороде или смесевых топливах с добавками водорода, под руководством В.И. Сороко-Новицкого, Ф.Б. Перельмана, Е.К. Корси и др. В послевоенные годы в Академии наук СССР в лаборатории академика Е.А. Чудакова был испытан одноцилиндровый двигатель с переменной степенью сжатия при работе на водороде. В 1968 г. в Институте механики Академии наук СССР выполнена конвертация автомобиля на водород при работе на частичных нагрузках. С начала 1970-х годов в США проведены научно-исследовательские работы по использованию водорода для тепловых двигателей, прежде всего автомобильных.

Топливный кризис 1970-х годов дал импульс более широкому использованию альтернативных видов топлив, в том числе водорода. В марте 1975 г. в Минске состоялось первое в СССР совещание по проблемам водородной энергетики. В мае 1975 г. при Отделении физико-технических проблем энергетики Академии наук СССР организована рабочая группа по водородной энергетике во главе с академиком И.А. Стыриковым. Исследования по созданию водородного двигателя, отвечающего современным требованиям по удельным мощностным, экономическим, экологическим и стоимостным показателям, продолжаются до настоящего времени. В качестве примера можно привести обзорные работы [9–11], в которых выполнен анализ основных аспектов использования водорода как моторного топлива. Акцент в этих исследованиях сделан на снижении эмиссии оксидов азота на режимах, близких к режиму номинальной мощности, обеспечении требуемого значения крутящего момента, а также на проблемах безопасности при использовании водорода и обеспечении необходимого запаса хода транспортного средства. В ряде случаев серьезной проблемой является и достаточно жесткое сгорание водородного топлива [12–14].

В 1974 г. была создана Международная ассоциация по водородной энергетике (МАВЭ) со штаб-квартирой в Институте чистой энергетики (Корел Гейблс, США). К этому же времени относится и расширение научных исследований, посвященных использованию водорода в качестве моторного топлива [13, 15–17]. Основными целями этих исследований являлись определение целесообразных технологий использования водорода в транспортных энергетических установках и оценка показателей ДВС, работающих на водороде или на других топливах с добавками водорода.

Планируется, что к 2100 г. число транспортных средств вырастет до 2500 млн единиц (эту оценку дает среднеевропейский уровень обеспеченности транспортом населения Земли в 10 млрд человек). При этом рост производства водорода достигнет 450 млн т в год. Таким образом, к 2100 г. может развиваться крупномасштабный рынок применения водорода в качестве альтернативного энергоносителя. При нынешней тенденции к увеличению стоимости углеводородов водород, полученный термохимическим разложением воды, станет конкурентоспособным.

Дополнительные возможности по увеличению доли водородной энергетики в мировом энергобалансе способны существенно повлиять на структуру потребления энергетических источников на органическом топливе, а следовательно, и на результирующие показатели потоков углеводородов и выбросы углекислого газа. Существенное влияние на развитие водородной энергетики могут оказать международные соглашения о мероприятиях по защите окружающей среды и введению углеродного налога. При этом до настоящего времени нет четкого понимания целесообразных путей развития водородной энергетики. Цель исследования — сопоставительный анализ технологий промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках.

Проблемы получения и хранения водорода

Водород — один из самых распространенных на Земле элементов, но он практически не встречается в свободном виде. Поэтому одной из основных проблем является его получение по цене, сравнимой с ценой углеводородных топлив. Одним из основных способов получения водо-

рода служит каталитическая конверсия различного углеводородного сырья — метана, метанола, нефтяных моторных топлив и др. (рис. 1) [1, 4, 5, 18]. Однако для реализации этой технологии требуются значительные затраты энергии (15...20 МДж на кубометр водорода). Перспективным представляется получение водорода электролизом воды [1, 4]. Но и эта технология очень энергозатратна (20...22 МДж на кубометр водорода).

Другой проблемой использования водорода в качестве моторного топлива является его хранение как на заправочных станциях, так и на борту автомобиля [2, 19]. Хранить водород на транспортном средстве можно в газообразном виде при обычной температуре и высоком давлении, в сжиженном виде — при температуре ниже температуры его кипения ($-252,8^{\circ}\text{C}$), в связанном состоянии — с использованием промежуточного носителя. Из-за очень низкой плотности газовой фазы ($0,090\text{ кг/м}^3$ при нормальных условиях, табл. 1) при хранении водорода на борту автомобиля в газовой фазе в баллонах высокого давления (при давлении 10,0 МПа) масса газового топлива составляет менее 1 % массы баллонов. В этом случае транспортное средство, работающее на водороде, оказывается на 50 % тяжелее, чем со штатной комплектацией, обеспечивающей работу на нефтяном ДТ [2].

Свойства водорода при 273,16 К (0°C)

Плотность, г/л:

при нормальном давлении	0,08987
при 25 000 МПа	0,66
Температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	$-259,2$
Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	$-252,8$
Критическая температура, $^{\circ}\text{C}$	$-239,92$ (33,24 К)
Критическое давление, МПа	1,28 (12,80 К)
Теплоемкость, Дж/(моль · К)	28,8 (H_2)
Растворимость в воде, объем / 100 объемов H_2O (при стандартных условиях)	2,148
Растворимость в бензоле, мл/г ($35,2^{\circ}\text{C}$, 15,02 МПа)	11,77
Растворимость в аммиаке, мл/г (25°C): при 5 МПа	4,47
при 100 МПа	79,25
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	119 872
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	9 372
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,5
1 м ³ вещества, м ³ /м ³	2,4

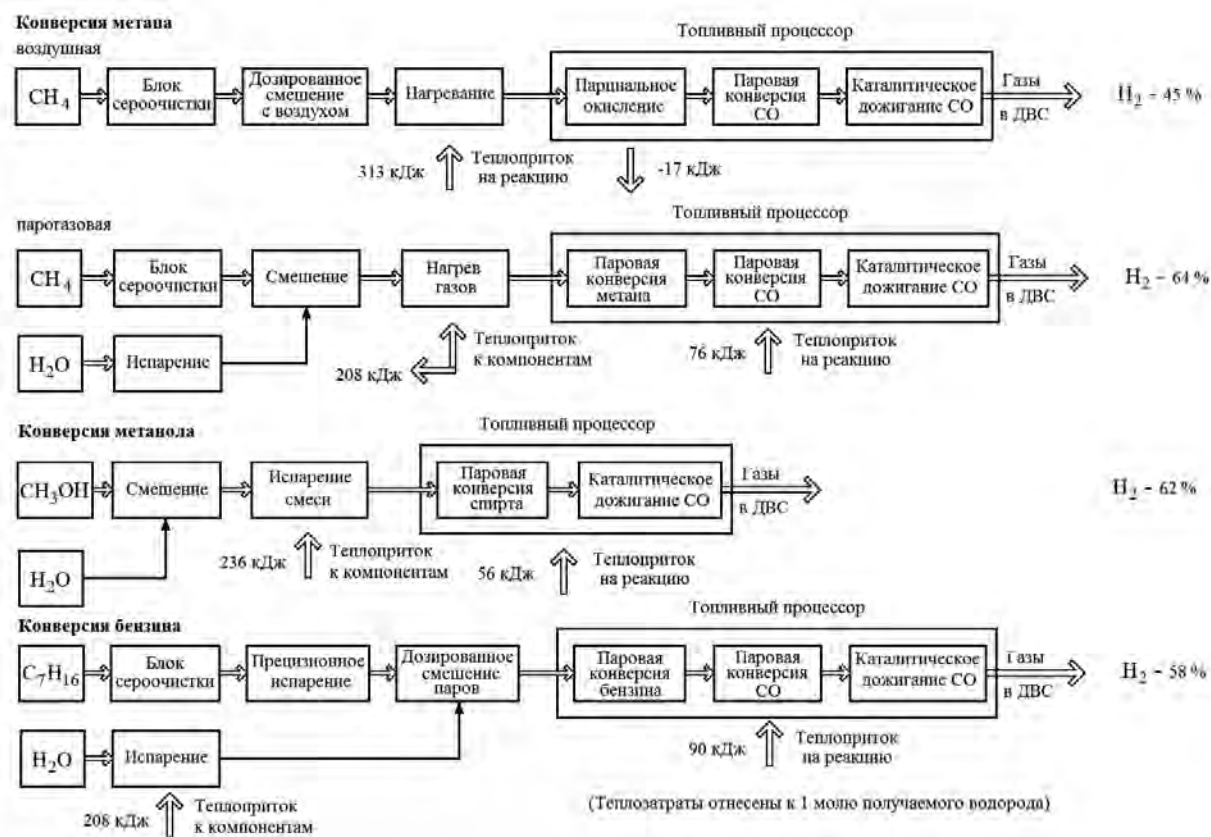


Рис. 1. Схемы генерирования водорода из углеводородных топлив [5]

Перспективно и безопасно хранение водорода с использованием промежуточного носителя. Такими носителями являются гидриды металлов (магния, ванадия, железа и др.) и их сплавы, в которых водород остается в химически связанном состоянии. Этот метод хранения водорода основан на том, что с некоторыми металлами водород вступает в реакцию при комнатной температуре и образует на их поверхности соответствующие гидриды. При повышении температуры до 200...400 °С гидриды распадаются и водород высвобождается. Число циклов образования и разложения гидридов превышает 1000. Процесс образования гидрида составляет несколько минут, по этому показателю он сравним с заправкой бензином. Извлечение водорода из соединения происходит не только при термическом воздействии на гидриды металлов, но и при химическом или термохимическом воздействии [2]. Развитая металлическая поверхность может удерживать довольно большое количество водорода в виде гидрида. Например, емкость по водороду большинства сегодня разработанных сплавов лежит в диапазоне от 15

до 80 (грамм водорода на килограмм сплава). Емкости, заполненные сплавами с высокой удельной поверхностью, называются металлгидридными аккумуляторами водорода. Наиболее исследованными являются гидриды на основе титана, железа и марганца. Гидрид состава Ti (55 %), Fe (44 %), Mn (5 %) с плотностью $\rho_m = 3000 \text{ кг/м}^3$ обеспечивает хранение водорода с объемной плотностью $\rho_v = 50 \text{ кг/м}^3$. Общий вес контейнера, содержащего 30 кг водорода (что по теплоте сгорания эквивалентно примерно 80...90 кг бензина), составляет 1800 кг и имеет объем 0,6 м³ [2]. Таким образом, одной из основных проблем данного способа хранения водорода являются его малый удельный вес, не превышающий 5 % массы всего аккумулятора, а также высокая стоимость самих сплавов. Лучшие аккумуляторы на основе магниевых сплавов имеют массу около 200 кг и обеспечивают пробег автомобиля 300 км. Стоимость одного такого аккумулятора составляет более 40 % стоимости всего автомобиля среднего класса. В результате при использовании металлгидридов как аккумуляторов водорода значительно увеличива-

ются массогабаритные показатели автомобиля. Масса аккумуляторов водорода, устанавливаемых на легковой автомобиль и обеспечивающих его пробег, характерный для нефтяных моторных топлив, превышает 400...500 кг [2].

Также существуют способы химического хранения водорода посредством образования гидридов полициклических ароматических углеводородов [20]. Отметим, что хранение водорода в сжатом или жидком виде, а также в гидридах металлов и адсорбционных материалах зависит от давления и температуры. В химических соединениях эти внешние факторы не влияют на содержание водорода, оно определяется лишь структурой вещества. Поэтому в составе органических соединений водород может безопасно храниться и транспортироваться на большие расстояния при нормальных условиях. Среди таких систем хранения наибольший интерес представляют системы «органический субстрат — катализатор» на основе ароматических углеводородов с емкостью по водороду (более 7,2 % по массе). Эти системы способны к каталитическим превращениям в обратимых реакциях гидрирования-дегидрирования. Метод характеризуется относительно простыми механизмами насыщения (гидрирование) и выделения (дегидрирование) водорода.

Вместе с тем преимуществами использования сжиженного водорода являются относительная простота хранения в больших объемах

и быстрая газификация. Жидкий водород представляет собой криогенную жидкость с очень низкой температурой кипения. Поэтому все емкости для хранения, транспортировки и, конечно, трубопроводы и заправочные узлы должны быть криогенными, т. е. выдерживать температуры на уровне $-260\text{ }^{\circ}\text{C}$ и иметь эффективную теплоизоляцию, только вакуумного типа. Кроме того, поскольку водород диффундирует в металлы, основными материалами должны быть высоколегированные стали. Сегодня благодаря развитию криогенной техники промышленно освоен выпуск транспортных (автомобильных и железнодорожных) и стационарных сосудов для жидкого водорода емкостью 0,05...4000 м³. Потери газа при хранении не превышают 0,02 % в сутки. Крупнейшие мировые газовые компании создали заводы по производству жидкого водорода с производительностью 20...60 т/сут [2].

При хранении водорода в жидкой фазе его плотность повышается до 71 кг/м³. Однако из-за очень низкой температуры ожижения водорода требуется применять криогенные баллоны и криогенное оборудование, что существенно усложняет реализацию этого способа хранения водорода. При этом криогенные баки с жидким водородом по объему все-таки существенно больше бензиновых, а энергетический запас топлива в этих баках меньше, чем у бензиновых двигателей и дизелей. Это наглядно иллюстрирует рис. 2 [21].

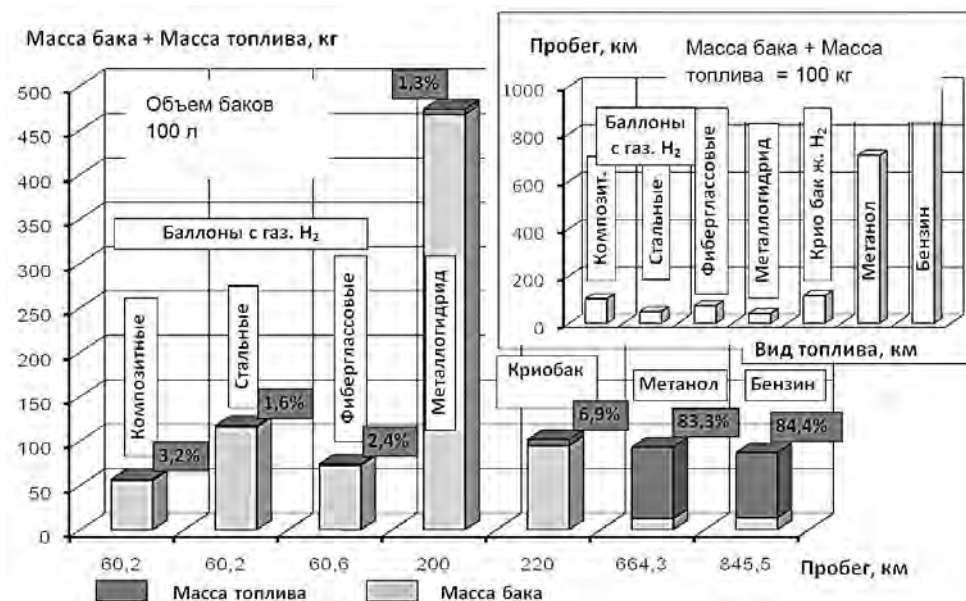


Рис. 2. Зависимость суммарной массы бака с топливом и пробега автомобиля от вида топлива [2]

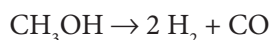
Таблица 1

Характеристики энергоносителей для получения водорода

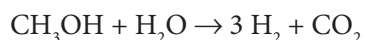
Сырье	Стоимость, долл. США / кг	Энтальпия сгорания, кДж/кг	Температура конверсии, К	Содержание в смеси	
				H ₂ , % (по объему)	CO, % (по объему)
Метан	0,05–0,10	–50,1	1000	76,0	17,3
Пропан	0,4–0,8	–46,5	700	74,0	7,2
Бутан	0,5–0,9	–45,7	700	74,0	9,3
Октан	0,6–0,8	–44,7	> 1000	70,8	20,4
Метанол	0,15–0,25	–19,7	570	74,4	4,3
Этанол	0,2–0,3	–26,8	600	73,2	4,3
Диметиловый эфир	0,6–1,0	–28,8	570	74,4	4,2

Одним из путей решения проблемы получения водорода на борту транспортного средства является синтезирование его из различных углеводородных соединений (нефтяных топлив, природного газа и других альтернативных топлив) [1, 22, 23]. Получаемый при этом синтез-газ кроме водорода содержит монооксид углерода CO (или диоксид CO₂). Перспективным представляется получение синтез-газа на борту автомобиля из различных жидких альтернативных топлив путем их нагрева от дополнительно сжигаемого топлива или за счет теплоты охлаждающей жидкости и отводимых ОГ [18, 22]. При выборе энергоносителя для получения синтез-газа необходимо учитывать минимальную температуру получения (конверсии) синтез-газа из различных топлив (табл. 1).

По данным табл. 1 видно, что наиболее приемлемым базовым сырьем для получения водорода на борту автомобиля является метанол, который лишь в два раза уступает бензину по энергоплотности. Условия хранения и транспортировки метанола практически не отличаются от таковых для бензинов. Метанол может быть преобразован в синтез-газ в присутствии катализатора и отсутствии паров воды (сухая конверсия) по реакции



или в присутствии воды (паровая конверсия) по реакции



При использовании традиционных катализаторов на основе благородных металлов эти реакции протекают при сравнительно низкой

температуре (500 °C), а при подборе соответствующих катализаторов — при еще более низких температурах (250...350 °C). В результате этих реакций получается синтез-газ, содержащий 0,66...0,75 % (по объему) водорода. Выход синтез-газа составляет при этом 80...98 %. В продуктах реакции разложения метанола полностью отсутствуют соединения, вызывающие закоксовывание реактора. Получаемый при сухой конверсии метанола монооксид углерода CO также горюч. Диоксид углерода CO₂, образующийся при паровой конверсии метанола, можно использовать для разбавления рабочего заряда для обеспечения сгорания водорода в камере сгорания (КС) двигателя с меньшей жесткостью цикла. Конверсия метанола в синтез-газ сопровождается поглощением теплоты, которая затрачивается на предварительный нагрев и испарение метанола, перегрев паров метанола до требуемой температуры реакции его разложения. В результате этого энергосодержание синтез-газа увеличивается по сравнению с энергосодержанием метанола более чем на 20 %. В работах [18, 22] предложено осуществлять предварительный подогрев и испарение метанола за счет теплоты, отводимой от системы охлаждения ДВС, а сам синтез — за счет теплоты ОГ. При такой схеме разложения метанола утилизируется около 30 % теплоты, которая тратится в рабочем процессе двигателя. Этот способ утилизации отводимой теплоты позволяет увеличить эффективный КПД η_e на 7...10 % по сравнению со способом при использовании двигателя, работающего на метаноле по обычной схеме, и довести его до $\eta_e = 50...55$ %.

Организация топливоподачи в двигателях, работающих на водороде

Организация подачи водорода в цилиндры двигателя зависит от фазового состояния хранящегося на борту автомобиля водорода и применяемых способов смесеобразования и воспламенения рабочей смеси [2]. Реализованы чисто газовые двигатели, работающие на газообразном водороде, подаваемом во впускной трубопровод двигателя (в небольшом количестве), и чисто газовые двигатели с подачей водорода через газовые форсунки непосредственно в цилиндры двигателя (двигатели с внешним и внутренним смесеобразованием соответственно). Возможна подача сжиженного водорода во впускную систему двигателя и непосредственно в КС двигателя. При этом малая масса молекул водорода и их высокая подвижность способствуют облегчению процесса смесеобразования — смешению водорода с воздухом.

Существенное значение имеет организация процесса воспламенения горючей смеси в двигателях, работающих на водороде. Возможно использование водорода в качестве топлива в двигателях с воспламенением водородно-воздушной смеси от постороннего источника — свечи зажигания [2, 24]. Реализации самовоспламенения этой смеси препятствует высокая температура самовоспламенения водорода (в воздухе при давлении $p = 0,1$ МПа эта температура для водорода составляет 585°C , а для ДТ — около 250°C) [7]. Поэтому для осуществления самовоспламенения в водородных двигателях требуются высокие степени сжатия, обеспечивающие к окончанию процесса сжатия более высокую температуру воздуха или смеси в цилиндре, чем температура самовоспламенения водорода. При этом отметим, что при впрыскивании водорода в жидкой фазе в цилиндры двигателя на такте сжатия задача самовоспламенения горючей смеси осложняется из-за ее охлаждения испаряющимся водородом.

Воспламенение горючей смеси осуществляется и за счет подачи в КС водородного двигателя запальной дозы высокоцетанового топлива (обычно — ДТ). В этом случае реализуется двухтопливная работа двигателей, в которых используется водородное топливо [2, 25, 26]. Водородные двигатели с воспламенением водорода от запальной дозы ДТ имеют некоторые особенности организации рабочего процесса. Разрабо-

таны системы отдельной подачи этих топлив в КС. При подаче небольшого количества водорода (до 5 % по массе от расхода ДТ) в дизель ЯМЗ-238 (8ЧН 13/14) дымность ОГ снижается на 30 %, выбросы оксидов азота — в 2–4 раза [2]. Увеличение количества подаваемого водорода приводит к значительному росту показателей динамики процесса сгорания. Поскольку энергия воспламенения водородно-воздушной смеси в данном случае является пониженной, возможно преждевременное воспламенение смеси уже во впускной системе двигателя. Это приводит к преждевременному воспламенению водорода в момент его подачи в КС и забросам продуктов сгорания в систему топливоподачи. Возможна добавка водорода к ДТ [2]. Известна организация двухтопливного рабочего процесса дизеля с одновременной подачей в КС водорода и ДТ. При впуске водорода во впускной коллектор непосредственно перед закрытием впускного клапана нормальная работа дизеля на смеси ДТ с добавкой водорода (до 30 %) из баллонов высокого давления происходит при допустимых показателях динамики процесса сгорания.

Требуемые показатели рабочего процесса дизеля могут быть достигнуты при непосредственной подаче водорода в цилиндр в конце такта сжатия [2]. В этом случае воспламенение смеси происходит в тот момент, когда в цилиндре находится еще незначительная порция водорода. Сгорание остальной его части осуществляется постепенно, по мере поступления газового топлива в цилиндры двигателя, что уменьшает интенсивность нарастания давления при сгорании. Подача водорода в конце такта сжатия устраняет возможность возникновения вспышек смеси во впускном коллекторе, а опасность заброса продуктов сгорания в систему подачи водорода устраняется путем повышения давления водорода в системе топливоподачи до давления, превышающего максимальное давление сгорания.

Однотопливный чисто водородный цикл, максимально приближенный к дизельному, реализуется при использовании систем питания с внутренним смесеобразованием. В этом случае впрыскивание водорода начинается примерно за 5° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки, а давление впрыскивания достигает 10 МПа и выше. Такие автомобильные двигатели разрабатываются немецкими фирмами

Daimler-Benz и BMW, а также рядом фирм США и Японии [2]. Для хранения водорода в этих автомобилях применяются как гибридные, так и криогенные системы, в том числе со встроенными криогенными насосами высокого давления.

В настоящее время ведущие двигателестроительные фирмы продолжают интенсивные научные исследования по созданию конкурентоспособных ДВС, работающих на водороде. Фирма BMW проводит работы по созданию автомобилей с двигателями, работающими на водороде. Разработано шесть серий водородных двигателей и продолжаются исследования на двигателе седьмой серии. Рассматриваются вопросы совершенствования конструкции двигателя, его надежности и срока службы, безопасности эксплуатации двигателей и развития инфраструктуры снабжения автопарка водородным топливом [2]. Научно-исследовательский центр фирмы Ford представил на Женевском автомобильном салоне опытный автомобиль Ford Focus C-Max с двигателем, работающем на водороде. В качестве базового выбран четырехцилиндровый бензиновый двигатель с рабочим объемом 2,3 л. Мощность водородного двигателя составляет 82 кВт. Сжатый водород хранится в трех баллонах под давлением 35 МПа. Два баллона расположены в багажнике, один — на днище в кормовой части автомобиля. Общий объем баллонов — 119 л, или 2,75 кг водорода. Два редуктора понижают давление водорода на впуске до 0,55 МПа. Запас хода автомобиля составляет около 200 км. Фирма Daimler-Chrysler ассигновала 700 млн евро на разработку топливных элементов, функционирующих на водороде. По заданию правительства Германии в этом же направлении проводят исследования фирмы BMW, MAN и Volkswagen.

В настоящее время пробег автомобилей на водороде на одной заправке составляет 200 км, в ближайшей перспективе он возрастет до 400 км. Сегодня в Германии и других странах Евросоюза, а также в США, Японии и Сингапуре эксплуатируется 60 автомобилей фирмы Mercedes-Benz A-класса и 34 городских автобуса Citaro с двигателями на водороде. В Германии разработано новое поколение водородных автомобилей на базе автомобилей классов A и B фирмы Mercedes-Benz. Фирма Daimler Chrysler рассчитывает уже в ближайшей перспективе на ежегодные продажи 100 тыс. водородных авто-

мобилей. К Олимпийским играм 2022 г. в Пекине в Китайской народной республике выпущено около 2 тыс. автомобилей, оборудованных водородными двигателями.

Одно из перспективных направлений использования водорода на транспорте — применение топливных элементов [2], в которых окислитель (кислород) и восстановитель (обычно — водород) подаются в зону реакции и происходит непосредственное (электрохимическое) превращение химической энергии в электрическую. В качестве электролита обычно выбирают щелочную среду. Электроды топливного элемента соединены проводом, служащим в энергоустановках внешней цепью нагрузки. Так как в топливном элементе конечным продуктом реакции является вода, с точки зрения влияния на окружающую среду они считаются наиболее экологически чистыми. Поэтому в настоящее время такие автомобильные концерны, как Honda, Toyota, Daimler Chrysler и General Motors, активно занимаются разработкой автомобилей с топливными элементами. Например, компания Honda выпустила около 50 автомобилей, оснащенных водородной силовой установкой мощностью 100 кВт и хорошими массогабаритными характеристиками, однако стоимость производства такого автомобиля составила 120–140 тыс. долл. США.

Работа двигателей на водороде

Водород как топливо для двигателей внутреннего сгорания начали использовать более ста лет назад. Впоследствии предпринимались многочисленные попытки использовать водород в качестве моторного топлива для ДВС [8, 27, 28]. Исследования по созданию водородного двигателя, отвечающего современным требованиям по удельным мощностным, экономическим, экологическим и стоимостным показателям, продолжаются до настоящего времени. В качестве примера можно привести обзорные работы [29–31], в которых проведен анализ различных аспектов использования водорода как моторного топлива. Акцент в этих исследованиях был сделан на обеспечении требуемого значения крутящего момента, на проблемах безопасности при использовании водорода и обеспечении необходимого запаса хода транспортного средства. Серьезной проблемой является и достаточно жесткое сгорание водорода [2, 13, 32].

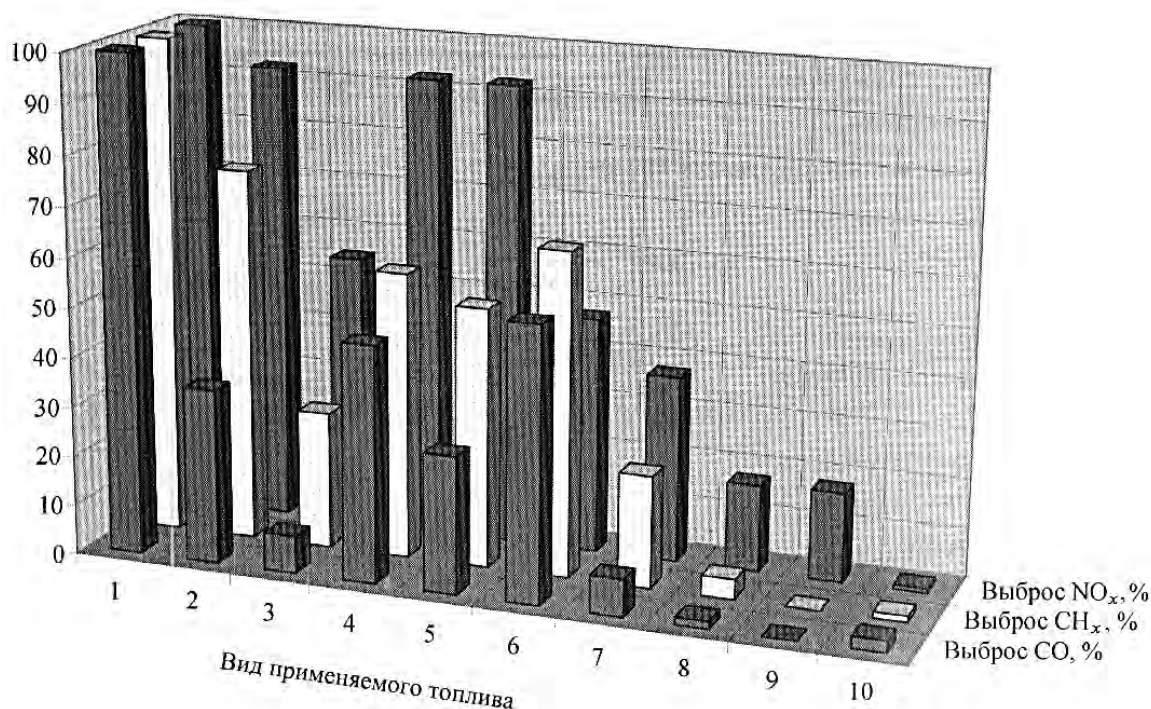


Рис. 3. Сравнительная оценка экологических показателей автомобильного двигателя с принудительным воспламенением, работающего на различных нефтяных и альтернативных топливах [5]:

1 — бензин; 2 — бензин с добавкой продуктов его конверсии; 3 — бензин с добавкой водорода; 4 — сжиженный нефтяной газ (пропан-бутановая смесь); 5 — компримированный природный газ; 6 — метанол; 7 — метанол с добавкой водорода; 8 — синтез-газ (смесь водорода с монооксидом углерода); 9 — водород; 10 — требования норм Euro-4

Водород считается экологически чистым видом топлива, поскольку при его окислении образуется вода. В то же время серьезной проблемой является необходимость снижения эмиссии оксидов азота на режимах, близких к режиму максимальной мощности (рис. 3) [5].

Отметим, что применение газообразных топлив, в том числе водорода, в ДВС имеет один существенный недостаток. Газообразное топливо, попадая в цилиндр на такте наполнения, замещает значительное количество воздуха, которое могло бы (в случае использования жидкого топлива) использоваться для образования свежего заряда. Например, у двигателя, работающего на бензине, требуемое объемное соотношение топлива к воздуху составляет приблизительно 5 %, в то время как для стехиометрической смеси водорода с топливом необходимое объемное соотношение составляет почти 39 % (при массовом отношении воздуха к водороду, равном 34). Поэтому в смеси такого состава водород занимает 29 % объема КС, а воздух — только 71 %. Это приводит к тому, что

при полностью открытой дроссельной заслонке коэффициент наполнения снижается со значения 95...97 % (при работе на бензине) до примерно 61 % при использовании водорода. Поскольку водород имеет большую по сравнению с бензином удельную массовую теплоту сгорания, энергосодержание водородно-воздушной смеси будет на 15 % меньше, чем могло бы быть для бензовоздушной смеси. Поэтому при внешнем смесеобразовании мощность водородного двигателя будет составлять 85 % мощности бензинового аналога. Снижение мощности двигателя может быть компенсировано применением наддува, в том числе динамического. Но более эффективным является применение внутреннего смесеобразования, т. е. непосредственное впрыскивание водорода в КС уже после закрытия впускных органов. В этом случае удастся получить мощность даже на 10...15 % больше мощности бензинового прототипа.

Одной из сложнейших проблем, с которой приходится сталкиваться разработчикам водородных двигателей, является тенденция к пре-

ждевременному воспламенению рабочей смеси, в том числе при еще открытых впускных органах [7, 33, 34]. Точная картина преждевременного воспламенения не совсем ясна, в качестве обоснования этого явления приводятся различные причины [35]. Минимальная энергия воспламенения водорода составляет менее одной десятой энергии воспламенения бензина (например, 0,02 мДж против 0,24 мДж), но при этом скорость распространения фронта пламени при сгорании водорода почти в 9 раз выше, чем у бензина. Кроме того, для воспламенения водорода характерен широкий концентрационный диапазон воспламенения по коэффициенту избытка воздуха. Отметим также нестационарность процессов, имеющих место во впускном и выпускном трубопроводах ДВС. Все это приводит к тому, что в цилиндре двигателя создаются благоприятные условия для воспламенения локальных небольших областей обогащенной (относительно общего заряда) свежей смеси, которые, к тому же, могут иметь температуру, существенно превышающую среднеобъемную температуру по КС. Поэтому воспламенение смеси может начинаться во время такта впуска с распространением фронта пламени во впускную систему (заброс пламени). В ряде проведенных исследований (в частности, в работе [36]) показано, что обратные вспышки могут быть устранены применением регулируемого в зависимости от частоты вращения и пропускной способности впускных органов и подбором характеристик впрыскивания (времени и скорости впрыскивания, его направления и т. д.). В работах [37–40] приведены подробные данные о конструкции форсунок для впрыскивания водорода, в том числе непосредственно в цилиндр двигателя.

Свежая смесь может воспламениться уже после закрытия впускных клапанов, но до момента возникновения искры свечи зажигания. Горячие участки поверхности КС, остаточные газы или рециркулируемые продукты сгорания, а также горячие частицы нагара и смолоотложений способствуют чрезмерно раннему воспламенению. Такое преждевременное воспламенение приводит к значительно более высоким значениям максимального давления в цилиндре по сравнению с давлением при штатном процессе и возбуждению акустических колебаний, которые отрицательно влияют как на работо-

способность цилиндропоршневой группы двигателя, так и на его интегральные мощностные и шумовые характеристики. В качестве примера можно привести экспериментальные данные работы [36] по четырехцилиндровому водородному двигателю Ford Zetec размерности 8,48/8,80 со степенью сжатия $\epsilon = 14,5$. При работе этого двигателя на режиме с частотой вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,37$ с нормальным и преждевременным воспламенением смеси во втором случае колебания давления имеют место на всем ходе такта расширения.

Тенденция к преждевременному воспламенению усиливается по мере увеличения нагрузки. Обеднение смеси позволяет избежать этого негативного явления. В частности, в ряде работ сообщалось о том, что при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 2$ заброс пламени не наблюдался во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов [41]. В бензиновом двигателе с высокой степенью сжатия детонация ограничивает максимальные значения крутящего момента. Точно так же преждевременное воспламенение смеси является главной причиной ограничения крутящего момента водородного двигателя. Причем это ограничение зависит от степени сжатия двигателя, угла опережения зажигания, плотности свежего заряда и частоты вращения коленчатого вала. Сравнение с бензиновым прототипом показывает, что преждевременное воспламенение смеси снижает максимальный крутящий момент двигателя примерно на 35 %, а максимальная мощность снижается на 50 %.

Поскольку водородное топливо не содержит углерод, состав его продуктов сгорания теоретически не должен содержать углеводородов C_nH_m , монооксида углерода CO и диоксида углерода CO_2 . Источником для эмиссий этих токсичных компонентов является только сгорающее моторное масло, используемое двигателем. Однако такие эмиссии очень незначительны. Водород является фактически единственным топливом, использование которого может практически полностью устранить выброс в атмосферу диоксида углерода, поступающего в атмосферу в больших количествах. Вместе с тем при сгорании водорода в стехиометрических условиях из-за большой скорости тепловыделения внутрицилиндровые температуры превышают их пороговые для образования оксидов азота

NO_x значения. В результате использование водорода в качестве топлива для ДВС сопровождается значительной эмиссией NO_x . При этом оксиды азота являются одним из наиболее значимых токсичных компонентов ОГ ДВС [2, 5]. Остановимся более подробно на основных мероприятиях, позволяющих уменьшить содержание оксидов азота в отработавших газах до значений, регламентируемых соответствующими природоохранными документами.

Из присутствующих в продуктах сгорания поршневых двигателей оксидов азота NO_x наиболее значимым является монооксид азота NO . Например, по данным работы [42] в суммарной концентрации NO_x в ОГ дизелей доля NO составляет 95...98 %, а на долю диоксида NO_2 приходится лишь 2...5 %. При попадании в атмосферу монооксид NO постепенно окисляется в высшие оксиды азота. Доля остальных (высших) оксидов азота в суммарной концентрации NO_x ничтожно мала и, как правило, не учитывается. Поэтому в большинство случаев (особенно при прогнозировании концентрации оксидов азота в ОГ) все они отождествляются с монооксидом NO .

Известно, что воздействия, направленные на снижение эмиссии NO_x , приводят к уменьшению термодинамической эффективности цикла, что является основной проблемой совершенствования современных поршневых двигателей [5, 43]. Для ее решения в каждом конкретном двигателе требуется проводить обширные расчетно-теоретические и экспериментальные исследования по изучению влияния отдельных способов воздействия на рабочий процесс двигателя. В отношении снижения эмиссии NO_x эти исследования могут быть направлены как на уменьшение температурного уровня цикла работы двигателя, так и на уменьшение доли кислорода в свежем заряде. Среди мероприятий, способствующих созданию экологически чистого водородного двигателя, можно выделить следующие: обеднение свежей смеси, наддув и охлаждение наддувочного воздуха, подача воды в цилиндр, регулирование угла опережения впрыскивания топлива — УОВТ (позднее воспламенение), сокращение периода задержки воспламенения (в том числе благодаря улучшению качества смесеобразования), снижение степени сжатия, оптимизацию закона тепловыделения, рециркуляцию ОГ [2].

Потенциальные возможности снижения эмиссии оксидов азота (в том числе с учетом достижения приемлемых значений индикаторного и эффективного КПД и требуемого крутящего момента) у перечисленных мероприятий разные. Поэтому целесообразно предварительно оценить возможность получения требуемых экологических показателей при реализации каких-либо из перечисленных методов и выбрать среди них наиболее эффективные. Для этого необходимо, используя ту или иную расчетную модель рабочего процесса водородного двигателя и выбрав подходящий кинетический механизм образования оксидов азота, получить интегральные оценки возможных эмиссий NO_x . Отдельные результаты таких исследований можно найти в ранее выполненных работах, в частности в работе [27], в которой оценка возможностей уменьшения выбросов NO_x была проведена с использованием двухзонной модели рабочего процесса и расширенного механизма Я.Б. Зельдовича. При этом влияние температуры на скорость образования NO является определяющим. Например, при значении энергии активации образования монооксида азота $E = 5 \cdot 10^5$ кДж/кмоль повышение температуры от 2500 до 2600 К при прочих равных условиях приводит к увеличению скорости реакции образования NO в 2,6 раза. Снижение же температуры от 2500 до 2300 К уменьшает скорость образования NO в 8 раз.

Одним из наиболее эффективных методов снижения эмиссии NO_x водородных двигателей является применение обедненных смесей. Избыточный воздух (по сравнению с его содержанием в смеси стехиометрического состава) поглощает теплоту, выделяющуюся при сгорании водородно-воздушной смеси. Эта теплота впоследствии высвобождается в виде работы расширения, что приводит к уменьшению температуры газов в цилиндре и эмиссии NO_x . В соответствии с законом Аррениуса при увеличении температуры образование оксидов азота возрастает экспоненциально, поэтому даже незначительное снижение максимальных температур в КС служит эффективным средством уменьшения эмиссии NO_x . Водород может сгорать в более бедных смесях, чем бензин, что позволяет снизить эмиссию оксидов азота.

Известно, что добавление инертных компонентов в свежий заряд двигателей с искровым

воспламенением обедняет топливовоздушную смесь и способствует снижению температуры пламени. В работе [44] показано, что добавление в свежий заряд небольшого количества углекислого газа CO_2 , паров воды H_2O , азота N_2 , гелия He , аргона Ar и ОГ двигателя с искровым воспламенением, работающего на пропане, привело к уменьшению эмиссии NO_x . Добавление этих компонентов замедляло процесс сгорания, снижало максимальные температуры сгорания и выброс NO_x .

Значительное влияние на эмиссию NO_x оказывает содержание водяного пара в рабочей смеси. В работе [27] показано, что в одноцилиндровом водородном двигателе размерности 8,6/8,6 с принудительным воспламенением водорода от свечи зажигания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$ увеличение содержания паров воды от 0 до 20 % сопровождается снижением содержания NO_x в ОГ с 1300 до 300 ppm. Обоеднение смеси от коэффициента избытка воздуха α от 1,0 до 1,5 приводит к устранению влияния паросодержания смеси на образование оксидов азота. Таким образом, в водородных двигателях, работающих на богатых смесях, повышение влажности топлива (свежей смеси) является эффективным способом снижения эмиссии NO_x .

Эффективным средством снижения эмиссии NO_x в водородном двигателе является организация рециркуляции ОГ, особенно при работе на богатых смесях. Данные работы [27] по упомянутому одноцилиндровому водородному двигателю размерности 8,6/8,6 свидетельствуют о снижении концентрации NO_x в ОГ при увеличении количества рециркулируемых газов для случаев стехиометрической и бедной смеси. При наличии рециркуляции ОГ и работе на бедной смеси достигается очень низкий уровень содержания NO_x в ОГ — 6 ppm при $\alpha = 1,5$ и 20%-ной рециркуляции. Этот уровень эмиссии оксидов азота ниже требований существующих международных стандартов. Для стехиометрической смеси рециркуляция 28 % отработавших газов обратно в цилиндр двигателя позволила снизить эмиссию NO_x почти в 30 раз.

Обоеднение водородно-воздушной смеси для минимизации эмиссии оксидов азота используется в большинстве исследований, так или иначе связанных с созданием высокоэффективного водородного двигателя. В частности, в работе

[39] приводятся данные, свидетельствующие о том, что на двигателе Hyundai были получены концентрации NO_x в ОГ ниже 500 ppm при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 2,0$. В работе [37] сообщалось о достижении выброса оксидов азота $C_{\text{NO}_x} < 100$ ppm также при $\alpha > 2,0$. Еще более низкая эмиссия NO_x была зафиксирована в работах [45, 46], в которых при $\alpha = 2,5$ получено содержание оксидов азота в ОГ $C_{\text{NO}_x} < 10$ ppm.

Значительное влияние коэффициента избытка воздуха α на эмиссию NO_x подтверждено и в программе исследований по созданию водородного двигателя автомобильного назначения Ford P2000 [36]. В этом двигателе с искровым воспламенением смеси максимум эмиссии NO_x соответствует значению α , на 15...20 % большему, чем стехиометрическое значение ($\alpha = 1,0$). Концентрации NO_x в ОГ $C_{\text{NO}_x} < 100$ ppm соответствовали бедным смесям при $1/\alpha < 0,50$, а концентрации $C_{\text{NO}_x} < 10$ ppm — смесям при $1/\alpha < 0,38$.

Известно, что октановое число для водорода $\text{ОЧ} > 130$ [2, 47]. Однако известные методы определения октановых чисел нефтяных топлив (исследовательский и моторный методы) неприменимы к водороду. Детонация, которая может иметь место в бензиновых двигателях, как правило, не наблюдается при испытаниях водородных двигателей [36]. Это обусловлено тем, что оптимальная степень сжатия (обеспечивающая максимальный индикаторный КПД), полученная для бензиновых двигателей, не является таковой для водородных двигателей. Индикаторный КПД двигателя возрастает с повышением степени сжатия, но существуют ограничения, связанные с увеличением потерь на трение и тепловых потерь в систему охлаждения. В водородном двигателе оптимум степени сжатия является компромиссом между термическим КПД, предельными условиями самовоспламенения, ограничивающими крутящий момент, трением и долговечностью двигателя.

Следует отметить, что водород может использоваться в качестве моторного топлива не только в однопаливных двигателях, но и в качестве добавки к нефтяному топливу [2, 48]. При этом способы подачи водорода в КС аналогичны способам, используемым для подачи природного газа, пропан-бутановых смесей, диметилового эфира других газообразных топлив [2, 49–52].

Экспериментальные исследования дизеля, работающей на нефтяном дизельном топливе с подачей водорода во впускную систему

Часть проблем, возникающих при использовании водорода в качестве моторного топлива, решается при непосредственном генерировании водорода на борту автомобиля и его использовании в небольшом количестве в качестве экологической добавки к основному нефтяному топливу. Для оценки эффективности такого использования водорода проведены экспериментальные исследования с использованием установки Leader-4M, разработанной ООО «Техно-хилл клуб» (г. Москва) [53]. Эта установка представляет собой электролизер, генерирующий водород из специального раствора за счет энергии постоянного электрического тока, получаемой от аккумулятора двигателя. Этот газ через впускную систему работающего двигателя подается в его цилиндры.

Основным элементом экспериментального стенда являлся дизель типа Д-243 (4Ч 11/12,5) производства Минского моторного завода (ММЗ), некоторые параметры которого приведены ниже. При создании экспериментального стенда использована серийно выпускаемая на ММЗ дизель-генераторная установка (ДГУ).

В состав ДГУ входил также электрический генератор переменного тока типа ЕСО-ЕСР производства фирмы RINA (Италия). При экспериментальных исследованиях вырабатываемая электрогенератором электроэнергия потреблялась тремя тепловентиляторами, максимальная мощность каждого из которых составляет 12 кВт (эти тепловентиляторы могут также работать с электрической нагрузкой, равной 6 кВт).

Дизель типа Д-243 на моторном стенде исследован на режимах предельной регуляторной характеристики, формируемой регулятором при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Статический угол опережения впрыскивания топлива составлял $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. Методика проведения испытаний заключалась в определении параметров двигателя при реализации чисто дизельного цикла и при подаче на впуске водорода, генерируемого установкой Leader-4M. При работе двигателя на нефтяном ДТ с подачей водорода на впуске регулировки штатной системы топливоподачи не изменялись, а подача водорода от установки Leader-4M была неизменной на всех исследованных нагрузочных режимах и составляла 6 л/мин ($0,36 \text{ м}^3/\text{ч}$).

При испытаниях дизеля типа Д-243 кроме штатных параметров двигателя определяли показатели дымности и токсичности его ОГ. Дым-

Основные параметры дизеля типа Д-243 (4Ч 11/12,5)

Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D / ход поршня S , мм	110 / 125
Общий рабочий объем iV_h , л	4,32
Степень сжатия ϵ	16,0
Тип камеры сгорания, способ смесеобразования	Полуразделенная КС типа ЦНИДИ, объемно-плечное смесеобразование
Система наддува	Дизельный двигатель не оснащен системой наддува
Номинальная частота вращения n , мин^{-1}	1500
Номинальная мощность N_e , кВт	36
Система питания	Разделенного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$ / их ход $h_{пл}$, мм	10 / 10
Длина нагнетательных топливопроводов L_r , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства ОАО «Куроаппаратура» (г. Вильнюс)
Распылители форсунок	Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 пятью отверстиями диаметром $d_p = 0,34 \text{ мм}$ и проходным сечением $\mu f_p = 0,250 \text{ мм}^2$
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фo}$, МПа	21,5

Таблица 2

Параметры дизеля Д-243, работающего по чисто дизельному циклу и с подачей водорода на впуске

Номер режима	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	$G_{\text{ДТ}}$, кг/ч	G_{H_2} , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)	K_x , % (Хартридж)	C_{NO_x} , ppm	C_{CO} , %	C_{CH_x} , ppm
<i>Параметры двигателя, работающего по чисто дизельному циклу</i>									
1	1590	0	2,27	—	—	0	135	0,020	14
2	1533	12,2	4,50	—	368,9	0,9	507	0,018	12
3	1506	24,3	6,70	—	275,7	4,0	1036	0,017	12
4	1476	36,6	9,90	—	270,5	10,1	1413	0,016	11
<i>Параметры двигателя, работающего на нефтяном ДТ с подачей водорода на впуске</i>									
1	1586	0	2,20	0,09	—	0	140	0,016	7
2	1529	13,3	4,54	0,09	348,1	0,6	557	0,017	10
3	1501	25,2	6,81	0,09	273,8	3,5	1105	0,016	10
4	1473	37,0	9,87	0,09	269,95	8,2	1502	0,015	10

Примечание: n — частота вращения вала двигателя; N_e — его эффективная мощность; $G_{\text{ДТ}}$ и G_{H_2} — часовые расходы дизельного топлива и водорода; g_e — суммарный удельный эффективный расход топлива; K_x — дымность ОГ по шкале Хартриджа; C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CH_x} — объемные концентрации в ОГ оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов. Часовой расход водорода G_{H_2} приведен к теплотворной способности нефтяного ДТ; ppm — миллионные объемные доли C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CH_x} в ОГ.

ность ОГ измерялись помощью дымомера «Инфрак-кар Д1.01» ООО «Западприбор» (г. Москва) с погрешностью измерения ± 1 %. Концентрации в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , легких несгоревших углеводородов CH_x) определяли газоанализатором «Инфрак-кар 5М-3.01» ООО «Западприбор» (г. Москва). Погрешность определения содержания оксидов азота в ОГ составляла ± 10 ppm (в диапазоне их концентраций от 1000 до 4000 ppm). Для монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x эти погрешности составляли соответственно ± 3 % (в диапазоне его концентраций 0...5 %) и ± 10 ppm (в диапазоне их концентраций от 0...200 ppm).

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-243 приведены в табл. 2 и на рис. 4. При переводе двигателя на работу на нефтяном ДТ с подачей водорода на впуске регулировки штатной системы топливоподачи не изменялись, а подача водорода от установки Leader-4М была неизменной на всех исследованных нагрузочных режимах и составляла 6 л/мин (0,36 м³/ч). С учетом плотности газообразного водорода $\rho = 0,09$ кг/м³ (при нормальных условиях) его часовой расход топлива был равен 0,032 кг/ч, а приведенный к теплотворной

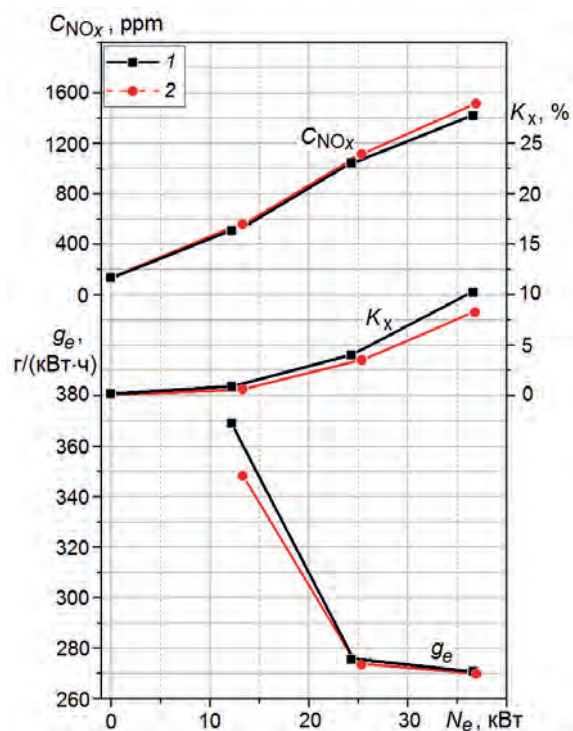


Рис. 4. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e , дымности ОГ K_x и объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от нагрузки на дизель (эффективной мощности N_e):

1 — работа по чисто дизельному циклу; 2 — работа с подачей водорода на впуске

способности нефтяного ДТ часовой расход водорода на всех исследованных режимах составлял 0,090 кг/ч. При этом принято, что теплотворная способность нефтяного ДТ равна 42,5 МДж/кг, водорода — 119,8 МДж/кг, т. е. массовая теплотворная способность водорода в 2,82 раза выше теплотворной способности нефтяного ДТ. При такой организации рабочего процесса массовая подача (доля) водорода изменялась от 4,1 % на режиме холостого хода до 0,9 % на режиме максимальной мощности (с учетом указанной разницы теплотворной способности нефтяного ДТ и водорода).

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что наименьшие значения удельного эффективного расхода топлива g_e получены на режимах с максимальной мощностью $N_e = 36,6 \dots 37,0$ кВт (режим 4, см. табл. 2). При этом во всем диапазоне изменения нагрузок отмечено повышение эффективности сгорания — снижение значений удельного эффективного расхода топлива g_e при подаче водорода на впуске. Наибольший эффект от подачи водорода на впуске отмечен на режимах с неполной нагрузкой. На режиме 2 с долей подаваемого водорода, равной 2,0 % от общей подачи топлива, удельный эффективный расход топлива g_e уменьшился на 5,6 %. На режиме с полной нагрузкой (режим 4) с долей подаваемого водорода, равной 0,9 % общей подачи топлива, также отмечено снижение значения g_e , но оно оказалось незначительным.

Полученные данные по дымности ОГ дизеля Д-243 (см. табл. 2) также подтверждают повышение эффективности сгорания при подаче водорода на впуске от установки Leader-4М. При этом на режимах холостого хода и неполных нагрузок (режимы 1, 2 и 3) дымность ОГ незначительна. На режиме с полной нагрузкой (режим 4) подача водорода на впуске привела к снижению дымности ОГ K_x от 10,1 до 8,2 % по шкале Хартриджа. Таким образом, на этом режиме снижение дымности ОГ составило 18,8 %.

Подача водорода на впуске оказала влияние и на содержание в ОГ и других компонентов (см. табл. 4). Отметим рост выбросов оксидов азота NO_x — на режиме с полной нагрузкой (режим 4) подача водорода на впуске привела

к увеличению содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} с 1413 до 1502 ppm, т. е. на 6,3 %. Следует также отметить тенденцию снижения выбросов с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода CO и легких несгоревших углеводородов CH_x при подаче водорода на впуске.

Отметим, что полученные результаты экспериментальных исследований коррелируются с экспериментальными данными работ [1, 2, 7]. В частности, экспериментальные исследования работы [1] показывают, что в дизеле размерности 11/12,5, работающем на режиме с частотой вращения $n = 2000$ мин⁻¹ и средним эффективным давлением $p_e = 0,50$ МПа, подача 1 % (доля общей подачи топлива по его теплотворной способности) водорода на впуске позволила повысить эффективный КПД дизеля η_e с 0,30 до 0,31, снизить дымность ОГ с 2,5 до 1,5 единиц по шкале Bosch.

Выводы

1. Проанализированы технологии промышленного получения водорода и технологии его использования в двигателях транспортного назначения. Рассмотрены проблемы, возникающие при конвертировании двигателя внутреннего сгорания к работе на водороде. Проанализированы особенности организации рабочего процесса двигателей на водороде.

2. Исследован способ подачи в дизельный двигатель водорода, получаемого путем электролиза воды. Проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-243 в составе дизель-генераторной установки, работающей на нефтяном ДТ с подачей водорода во впускную систему двигателя.

3. На режиме максимальной мощности подача водорода на впуске привела к снижению дымности ОГ с 10,1 до 8,2 % по шкале Хартриджа, т. е. на 18,8 %.

4. На этом режиме подача водорода на впуске привела к увеличению содержания в ОГ оксидов азота с 1413 до 1502 ppm, т. е. на 6,3 %.

5. При указанной подаче водорода на впуске отмечена тенденция снижения выбросов с ОГ монооксида углерода и несгоревших углеводородов.

Литература

- [1] Фомин В.М. *Водородная энергетика автомобильного транспорта*. Москва, Изд-во Рос. ун-та дружбы народов, 2006, 333 с.
- [2] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [3] 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.
- [4] Гамбург Д.Ю., Семенов В.П., Дубовкин Н.Ф. и др. *Водород: свойства, получение, хранение, транспортирование, применение*. Под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. Москва, Химия, 1989, 672 с.
- [5] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [6] Носырев Д.Я., Мишкин А.А. *Перспективы применения алюмоводородной энергетики на железнодорожном транспорте*. Самара, СамГУПС, 2016, 160 с.
- [7] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [8] Oehmichen M. Wasserstoff als Motortreibmittel. *Verein Deutsche Ingenieur, Deutsche Kraftfahrtforschung*. 1942, heft 68, ss. 1–9.
- [9] Das L.M. Hydrogen Engines: A View of The Past and a Look into the Future. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1990, vol. 15, № 6, pp. 425–443.
- [10] Yip H.L., Srna A., Yuen A.C.Y. et al. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2019, vol. 9 (22), 30 p.
- [11] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E. The Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, vol. 31 (10), pp. 1292–1305.
- [12] Szwaja S., Rogalinski K.G. Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34, iss. 10, pp. 4413–4421.
- [13] Shudo T., Ono Y. HCCI Combustion of Hydrogen, Carbon Monoxide and Dimethyl Ether. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0112, pp. 1–6.
- [14] Shirk M.G., McGuire T.P., Neal G., Haworth D.C. Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2008, vol. 33 (23), pp. 7237–7244.
- [15] Caton P.A., Pruitt J.T. Homogeneous Charge Compression Ignition of Hydrogen in a Single-Cylinder Diesel Engine. *International Journal of Engine Research*, 2009, vol. 10 (1), pp. 45–63.
- [16] Chintala V.A., Subramanian K. A. Comprehensive Review on Utilization of Hydrogen in a Compression Ignition Engine under Dual Fuel Mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 70, pp. 472–491.
- [17] Ji C., Wang S. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of a Spark Ignition Gasoline Engine at Lean Conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34 (18), pp. 7823–783.
- [18] Хрипач Н. Синтез-газ — новое альтернативное топливо для транспортных двигателей. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2003, № 5, с. 54–56.
- [19] Алексеева О.К., Козлов С.И., Самсонов Р.О. и др. Системы хранения водорода. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 4, с. 68–74; № 5, с. 72–79.
- [20] Каленчук А.Н. Гетерогенно-каталилические реакции гидрирования–дегидрирования полициклических ароматических углеводородов как основа для хранения химически связанного водорода и его выделения. Дис. ... д-ра хим. наук. 02.00.15. Москва, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт органической химии им. Н.Д. Зелинского РАН, 2021, 377 с.
- [21] Александров А.А., Архаров И.А. *Моторные топлива. Современные аспекты безопасного хранения и реализации в городах-мегаполисах*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 352 с.
- [22] Каменев В., Фомин В., Хрипач Н. Водород — альтернативный энергоноситель для автотранспорта: проблемы и решения. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2004, № 1, с. 43–48.

- [23] Передрий В.Ф., Носков Н.И., Петренко Л.А. Эффективность использования предварительной термохимической подготовки топлива в системах питания дизелей. *Двигателестроение*, 1990, № 6, с. 31–32.
- [24] Fontana G., Galloni E., Jannelli E. et al. Performance and Fuel Consumption Estimation of a Hydrogen Enriched Gasoline Engine at Part-Load Operation. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2196, pp. 1–5.
- [25] Lu Z., Karim G.A. The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950466, pp. 1–10.
- [26] Tomita E., Kawahara N., Piao Z. et al. Hydrogen Combustion and Exhaust Emissions Ignited with Diesel Oil in a Dual Fuel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3503, pp. 1–10.
- [27] Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V. Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2685, pp. 1–20.
- [28] Griffith E.J. Hydrogen Fuel. *Nature*, 1974, vol. 248, p. 458.
- [29] Das L.M. Hydrogen Engines: A View of The Past and a Look into the Future. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1990, vol. 15, no. 6, pp. 425–443.
- [30] Deluchi M.A. Hydrogen Vehicles: An Evaluation of Fuel Storage, Performance, Safety, Environmental Impacts, and Cost. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1989, vol. 14 (2), pp. 81–130.
- [31] Kukkonen C.A., Shelef M. Hydrogen as an Alternative Automotive Fuel: 1993 Update. *SAE Technical Paper Series*, 1994, no. 940766, pp. 1–21.
- [32] Swain M.R. et al. Considerations in the Design of an Inexpensive Hydrogen-Fueled Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1988, no. 881630, pp. 1–9.
- [33] Milton B.E., Keck J.C. Laminar Burning Velocities in Stoichiometric Hydrogen and Hydrogen — Hydrocarbon Gas Mixtures. *Combustion and Flame*, 1984, vol. 58, no. 1, pp. 13–22.
- [34] Patro T.N. Combustion Study of Hydrogen Fueled DI Diesel Engine: Simplified Heat Release Analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1993, vol. 18, no. 3, pp. 231–241.
- [35] Swain M.R. et al. Hydrogen-Fueled Automotive Engine Experimental Testing to Provide an Initial Design-Date Base. *SAE Technical Paper Series*, 1981, no. 810350, pp. 1–6.
- [36] Tang X., Kabat D.M., Natkin R.J. et al. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0242, pp. 1–12.
- [37] Das L.M., Gulati R., Gupta P.K. Performance Evaluation of a Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engine using Electronically Controlled Solenoid-Actuated Injection System. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2000, vol. 25 (7), pp. 569–579.
- [38] Glasson N.D., Green R.K. Performance of a Spark-Ignition Engine Fueled with Hydrogen using a High-Pressure Injector. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1994, vol. 19 (11), pp. 917–923.
- [39] Guo L.S., Lu H.B., Li J.D. A Hydrogen Injection System with Solenoid Valves for a Four Cylinder Hydrogen-Fueled Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1999, vol. 24 (4), pp. 377–382.
- [40] Heffel J.W., Johnson D.C., Shelby C. Hydrogen Powered Shelby Cobra: Land Speed Record. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-2530, pp. 1–9.
- [41] Koelsch R.K., Clark S.J. A Comparison of Hydrogen and Propane Fueling of an Internal Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1979, no. 790677, pp. 1–9.
- [42] Spindler S. Beitrag zur Realisierung schadstoffoptimierter Brennverfahren an schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren. *VDI Verlag*, 1992, reihe 6, no. 274, s. 114.
- [43] Heider G. *Rechenmodel zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren*. Dissertation TU. München, 1996, 146 s.
- [44] Quader A.A. Why Intake Charge Dilution Decreases Nitric Oxide Emission from Spark Function Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1971, no. 710009, pp. 1–8.
- [45] Keller J., Lutz, A. Hydrogen Fueled Engines in Hybrid Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0546, pp. 1–8.
- [46] Van Blarigan P., Keller J.O. Hydrogen Fuelled Internal Combustion Engine Designed for Single Speed/Power Operation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 1998, vol. 23 (7), pp. 603–609.
- [47] Green R. Alternative Transport Fuel. *Energy World*, 1994, no. 10, pp. 8–11.
- [48] Karim G.A., Moor N.P.W. The Production of Hydrogen by the Partial Oxidation of Methane in a Dual Fuel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1990, no. 901501, pp. 63–72.
- [49] Mahr V.B., Essers U., Briem M., Sterner A. Instationarprufstand fur Standardmotoren, Erdgasmotoren und Wasserstoffmotoren. *MTZ*, 1995, jg. 56, no. 6, ss. 358–362.

- [50] Stieper K., Poley A. Brennraumseitige örtliche thermische Randbedingungen für Verbrennungsmotoren. *MTZ*, 1998, jg. 59, no. 7/8, ss. 500–505.
- [51] Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 9–12.
- [52] 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.
- [53] Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С. Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 24–29.

Сведения об авторах

Гайворонский Александр Иванович — кандидат технических наук, доцент, руководитель проектов НТЦ «Магистральный транспорт газа» АО «Газпром промгаз».

E-mail: a.gaivoronsky@mail.ru

Гордин Михаил Валерьевич — кандидат технических наук, исполняющий обязанности ректора МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: gordinmv@bmstu.ru

Марков Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Карпец Федор Сергеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: likeeatmeat@gmail.com

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

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 (287), с. 3–20.

Please cite this article in English as:

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 (287), pp. 3–20. (In Russ.).

УДК 620.9, 621.436

Проблемы электрификации автомобильного транспорта России

С.Н. Девянин¹, В.А. Марков², А.А. Савастенко³, Э.А. Савастенко³¹ Российский государственный агроинженерный университет Московской сельскохозяйственной академии имени К.А. Тимирязева (РГАУ — МСХА им. К.А. Тимирязева)² МГТУ им. Н.Э. Баумана³ Московский автомобильно-дорожный государственный университет (МАДИ)

Problems of Electrification of Motor Transport in Russia

S.N. Devyanin¹, V.A. Markov², A.A. Savastenko³, E.A. Savastenko³¹ Russian State Agrarian University (RSAU) — Moscow Timiryazev Agricultural Academy² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)³ Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)

Аннотация. Актуальность статьи обусловлена необходимостью кардинального улучшения экологических показателей современных транспортных средств, эксплуатируемых в крупных городах. Рассмотрены основные проблемы электрификации автомобильного транспорта России. Наиболее критичными из них являются высокая стоимость аккумуляторных батарей и транспортного средства в целом, недостаточно развитая инфраструктура автозаправочных станций, длительность заправки аккумуляторных батарей, ограниченный пробег транспортного средства на одной зарядке, сложности в техническом обслуживании автомобиля и утилизации аккумуляторных батарей. Проведены расчеты количества электроэнергии, потребляемой электромобилем, и сопоставление ее с энергией сгорания нефтяных моторных топлив. Показана необходимость дополнительных затрат энергии на обогрев салона электромобиля в условиях России. Сделан вывод о перспективности гибридных силовых установок, содержащих двигатель внутреннего сгорания и электрическую трансмиссию.

Ключевые слова: автотранспортное средство, автомобиль с двигателем внутреннего сгорания, электромобиль, аккумуляторная батарея, гибридная силовая установка, трансмиссия, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

Abstract. The relevance of the article is due to the need to radically improve the environmental performance of modern vehicles operated in large cities. The main problems of electrification of motor transport in Russia are considered. The most critical of them are the high cost of batteries and the vehicle as a whole, the insufficiently developed infrastructure of gas stations, the duration of refueling batteries, the limited mileage of the vehicle on a single charge, difficulties in vehicle maintenance and disposal of batteries. Calculations of the amount of electricity consumed by an electric vehicle and its comparison with the combustion energy of petroleum motor fuels have been carried out. The necessity of additional energy costs for heating the interior of an electric car in the conditions of Russia is shown. The conclusion is made about the prospects of hybrid power plants containing an internal combustion engine and an electric transmission.

Keywords: motor vehicle, car with internal combustion engine, electric car, rechargeable battery, hybrid power plant, transmission, fuel efficiency exhaust gas toxicity

Введение

Расширение использования электротранспорта за рубежом и в России обусловлено обостряющимися экологическими проблемами и ужесточением требований к токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1–3]. В связи с этим проводят многочис-

ленные исследования возможностей использования альтернативных топлив и альтернативных энергоустановок, позволяющих обеспечить эти требования [4–6]. В качестве одного из наиболее перспективных направлений создания экологически чистых автотранспортных средств рассматривают электрификацию автомобильного транспорта [7–10].

Среди преимуществ использования электротранспорта можно отметить его хорошие экологические качества и малую шумность работы силовой установки транспортного средства. Вместе с тем известны недостатки использования транспортных средств, в которых вместо ДВС установлены аккумуляторные батареи (АКБ), питающие тяговые электродвигатели: высокая стоимость АКБ и транспортного средства в целом, недостаточно развитая инфраструктура автозаправочных станций, длительность заправки АКБ, ограниченный пробег транспортного средства на одной зарядке, сложности в техническом обслуживании автомобиля и утилизации АКБ [11–14].

Несмотря на указанные проблемы за рубежом и в России наблюдается все более широкое использование электроавтотранспорта. В частности, в крупных городах уже эксплуатируется значительное число электробусов. Но при этом следует иметь в виду, что применение муниципального транспорта, исчисляющегося сотнями единиц электромобилей, может быть целесообразно по причине имеющихся возможностей приобретения муниципалитетами дорогостоящей автомобильной техники, их сравнительно небольшого пробега в течение одного цикла эксплуатации, возможностей их заправки в ночное время и ограниченного потребления ими электроэнергии. Когда же речь идет о массовых личных автотранспортных средствах, насчитывающих миллионы единиц техники, то при их эксплуатации указанные выше проблемы становятся критичными. Целью представленной статьи является анализ проблем электрификации автомобильного транспорта России.

Причины и особенности электрификации автомобильного транспорта

Появление автомобильного транспорта позволило быстро вытеснить гужевой транспорт в первую очередь из городов, поскольку это существенно улучшало экологическую обстановку и снижало остроту проблемы очистки улиц. Автомобиль гораздо лучше справлялся с проблемами перевозок и обладал хорошей мобильностью благодаря активному развитию ДВС. Электропривод для автомобильного транспорта рассматривали достаточно давно. Первые самоходные повозки с электроприводом появились в первой половине XIX в., однако их использование не

выдержало конкуренции с автомобилями, имеющими привод от ДВС. Этому способствовало преимущество использования ДВС, которые оказались более важными в то время [15]: дешевизна нефтепродуктов, простота заправки и обслуживания, наличие широкого ряда моделей. К перечисленным выше недостаткам электромобилей, сдерживающих их широкое использование, следует добавить узость модельного ряда, ограниченность запасов редкоземельных металлов, необходимых для производства АКБ (кобальт, титан, никель и др.), а также недостаточную изученность длительного влияния электромагнитных полей на организм человека. Практически все эти недостатки актуальны и сегодня, но высокие экологические требования к автомобильному транспорту дали новый толчок в применении электропривода, который при использовании на автомобиле имеет гораздо лучшие показатели. Эти преимущества реализованы на городском электротранспорте и технологических машинах, работающих в помещениях с ограниченным воздухообменом.

По мере развития электронных систем управления электродвигатель постепенно вытесняет ДВС на различных транспортных и технологических машинах. С начала этого века на рынке появляется все больше и больше моделей электромобилей различных производителей. За рубежом электромобили активно развиваются и находят все больше поклонников. Развитие рынка электромобилей в мире показано на рис. 1. Основной тренд в развитии электромобилей задают Китай и страны Западной Европы — доля приобретения электромобилей от общих продаж автомобилей в этих регионах в 2020 г. достигла 75 % [16]. Одна из причин такой ситуации связана с отсутствием в этих странах собственных ископаемых топливных ресурсов. Развитие возобновляемых источников энергии способствует росту генерации электроэнергии, которую можно использовать на транспортные цели.

Отметим, что представленные данные относятся в основном к легковому транспорту, для которого дальность пробега на одной зарядке обеспечить гораздо проще, чем для грузового транспорта, поскольку мощность на перемещение этих машин пропорциональна их массе. Большая масса АКБ в грузовых автомобилях существенно уменьшает их полезную нагрузку. Вместе с тем, согласно данным аналитической

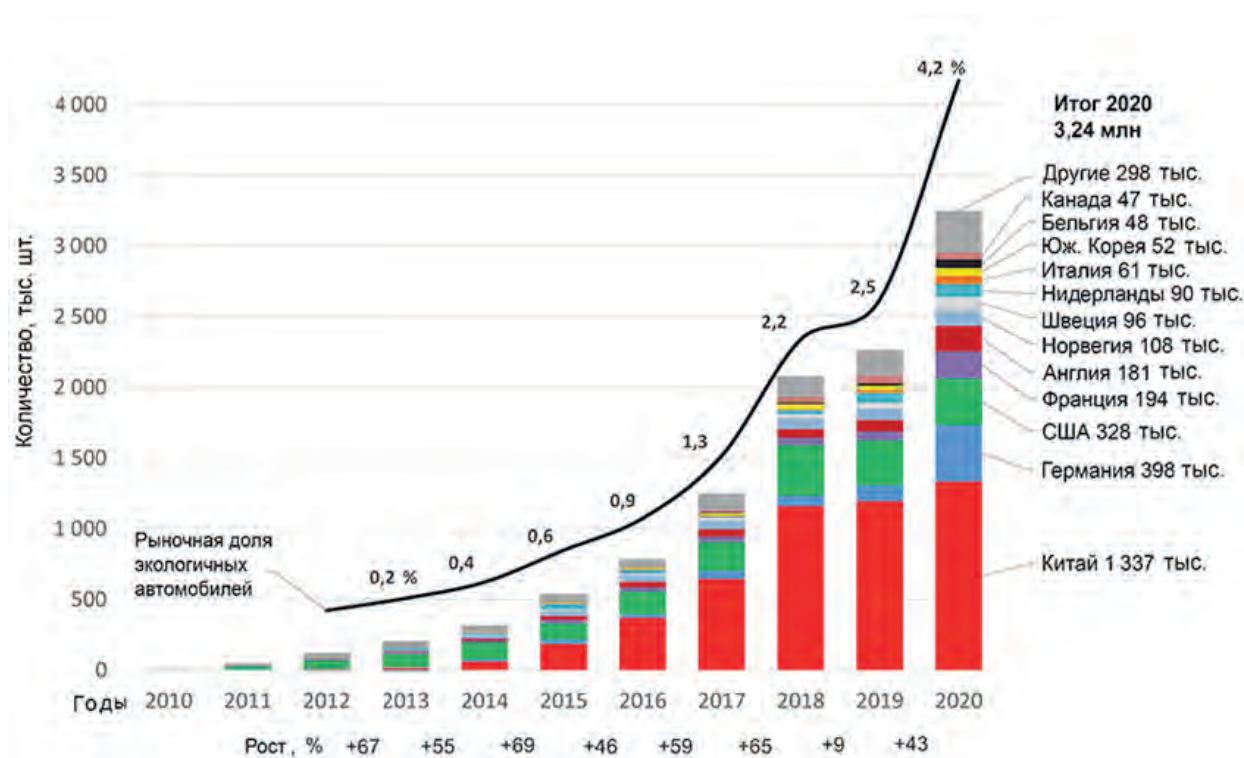


Рис. 1. Мировой рынок гибридных и электромобилей в 2020 г. [16]

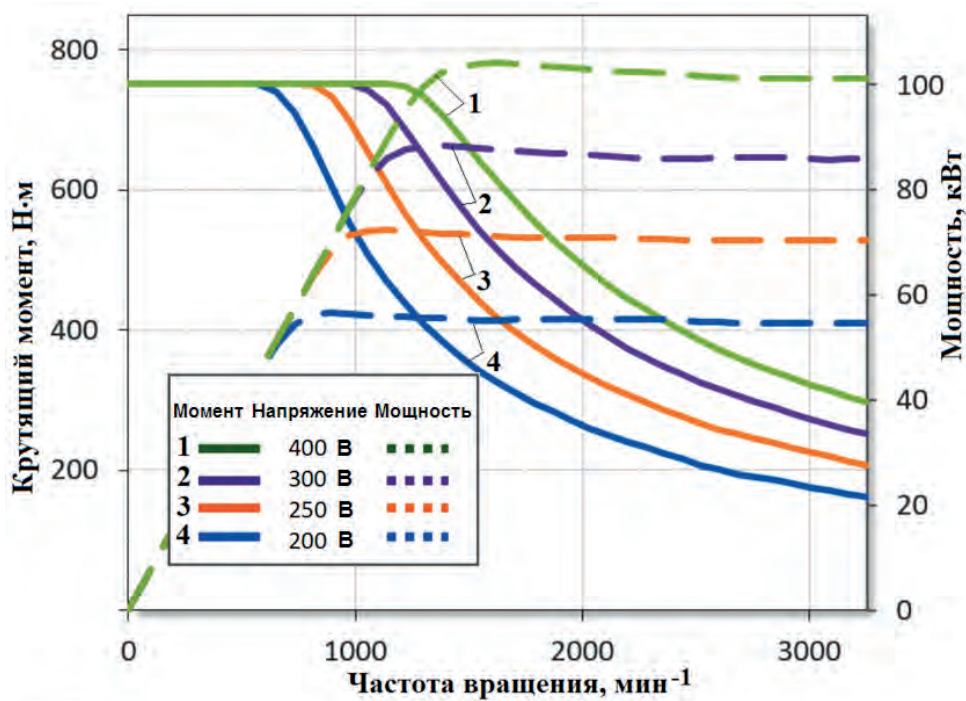


Рис. 2. Характеристика тягового электродвигателя YASA-750 R при различных значениях напряжения питания

организации IHS Markit, в 2021 г. на территории Европы было зарегистрировано 346 электрогрузовиков (полной массой более 16 т) [17]. Такой активный рост популярности электромобилей связан не только с их экологическими характеристиками, но и с удобством управления автомобилем, низкими значениями шума и вибрации, быстрыми прогревом систем и выходом на режим полной нагрузки, простотой обслуживания, надежностью силовой установки, хорошей приемистостью. Тяговые электродвигатели имеют хорошие характеристики для решения транспортных задач. Например, характеристика двигателя YASA-750 R, предлагаемого компанией YASA [18] (рис. 2), позволяет изменять частоту вращения в диапазоне $0...3200 \text{ мин}^{-1}$ в тяговом режиме при изменении максимального момента в 5 раз и иметь максимальную мощность в диапазоне $1200...3200 \text{ мин}^{-1}$, что невозможно получить на ДВС без изменения передаточного отношения трансмиссии. КПД двигателя в диапазоне частот вращения $500...3200 \text{ мин}^{-1}$ и крутящего момента $20...750 \text{ Н} \cdot \text{м}$ составляет $0,70...0,93$. Такие характеристики позволяют исключить традиционную трансмиссию из автомобиля как таковую и изменять скорость движения за счет изменения частоты вращения только электродвигателя.

Электрификации автомобильного транспорта в России

Процесс внедрения электромобилей постепенно происходит и в России. Пока их количество невелико, но в 2021 г. их продажи увеличились почти в 3 раза до значения примерно 2 тыс. единиц. В то же время их общее число, превышающее 12 тыс. единиц, составляет лишь $0,03 \%$ общего числа легковых автомобилей [18].

В соответствии с распоряжением правительства РФ № 2290-р от 23 августа 2021 г. утверждена Концепция по развитию производства и использования электрического автомобильного транспорта в РФ на период до 2030 г., в соответствии с которой до 2024 г. необходимо обеспечить производство не менее 25 тыс. штук электротранспортных средств, а к 2030 г. их производство планируется довести до 10% общего объема производства транспортных средств. Основное внимание в концепции уделено наращиванию объемов производства электромобилей, АКБ и размещению зарядных стан-

ций. Однако в концепции ничего не сказано ни о развитии производств по переработке АКБ, ни о развитии энергетических мощностей по производству электроэнергии.

Анализ топливного рынка России показывает, что в 2019 г. потребление бензина составило 34,8 млн т, а потребление дизельного топлива — 38,2 млн т [20]. Энергия указанных топлив была преобразована в механическую энергию с помощью ДВС, используемых в транспортных энергетических установках. Это количество энергии можно определить, используя следующие известные зависимости.

Теплота сгорания топлива Q массой M_t при теплоте сгорания H_u :

$$Q = H_u M_t.$$

Количество полученной механической энергии A в ДВС с КПД преобразования тепловой энергии η_e :

$$A = Q \eta_e.$$

Эффективный КПД бензинового двигателя существенно уменьшается с уменьшением нагрузки [21]. В процессе эксплуатации эти двигатели в основном работают на режимах с малыми и средними нагрузками, и значение эффективного КПД в среднем составляет не более $0,25$. У дизельного двигателя эти значения будут выше как по причине лучшей топливной экономичности, так и из-за их преимущественного использования на грузовом транспорте, который работает при больших значениях нагрузки. Среднее значение КПД дизельного двигателя в эксплуатации может быть принято на уровне $0,35$. Выбирая условие равенства механической энергии для решения таких же задач электромобилями, как и транспортом с ДВС, можно оценить необходимое количество электрической энергии на борту машины (в АКБ) и энергии в электросети, необходимой для зарядки этих АКБ, считая уровень потерь в трансмиссиях машин одинаковым.

Количество необходимой электроэнергии $\mathcal{E}_a$ в АКБ может быть найдено по количеству необходимой механической энергии A и КПД тягового электродвигателя $\eta_{эд}$ по зависимости

$$\mathcal{E}_a = \frac{A}{\eta_{эд}}.$$

Как указано выше, КПД тяговых электродвигателей зависит от частоты вращения и нагрузки, и для условий эксплуатации в среднем можно принять с учетом работы на невысоких нагрузках и скоростях на уровне 0,85. Электроэнергия на борту электромобилей в АКБ обеспечивается их зарядкой из электросети, что с учетом КПД системы зарядки η_z (не более 0,95) и КПД АКБ с бортовой системой контроля батарей η_a (не более 0,95) потребует количества электроэнергии сети $\mathcal{E}_c$, значение которого может быть определено по выражению

$$\mathcal{E}_c = \frac{\mathcal{E}_a}{\eta_z \eta_a}.$$

Результаты расчетов необходимого количества электроэнергии по приведенным зависимостям для транспорта в РФ представлены в табл. 1. Они показывают, что для выполнения такой же работы электротранспортом потребуется обеспечить на зарядных станциях электроэнергии около $0,34 \cdot 10^{12}$ кВт · ч.

Общее количество произведенной электроэнергии в России в 2021 г. составило $1,11 \cdot 10^{12}$ кВт · ч, причем на и тепловых электростанциях — $0,68 \cdot 10^{12}$ кВт · ч, или 62 % [22]. Для обеспечения электроэнергией парка электромобилей потребуется увеличить производство

электроэнергии с $1,11 \cdot 10^{12}$ до $1,45 \cdot 10^{12}$ кВт · ч, т. е. более чем на 30 %. В случае ее производства только на тепловых электростанциях (ТЭС) за счет высвободившихся топливных ресурсов (т. е. за счет топлив, не сжигаемых в ДВС), то потребуется увеличить их мощности на 50 %.

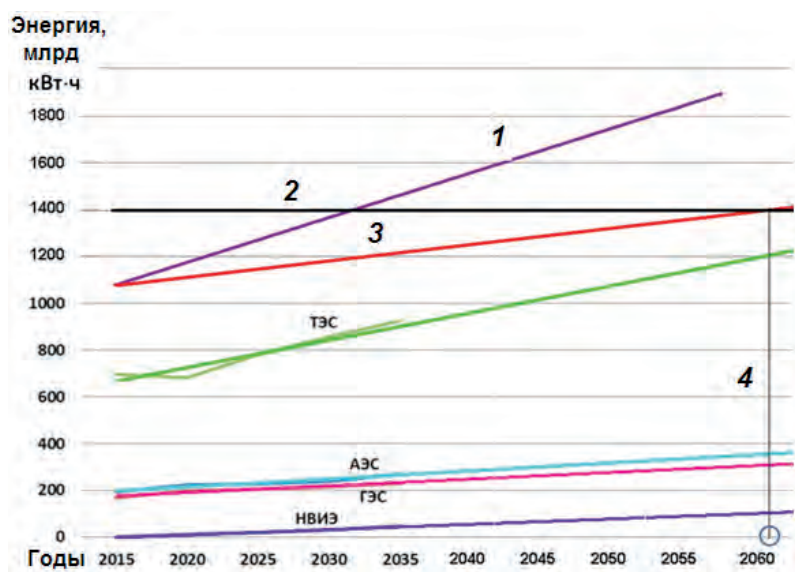
В настоящее время по данным РИА «Рейтинг» [23] из 74 регионов России только 23 имеют производство электроэнергии, обеспечивающее собственные потребности в регионе, т. е. только 31 % регионов сможет сегодня в той или иной степени позволить увеличить потребление электроэнергии на электромобилях. Для обеспечения электроэнергией других регионов потребуется развивать в них энергетические мощности.

В Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 г., согласно распоряжения Правительства Российской Федерации № 1523-р от 9 июня 2020 г. [24] увеличение производства электроэнергии к 2035 г. (за 15 лет) по консервативному сценарию предусмотрено на 10,9 % и по оптимистическому — на 21,3 %. Если предположить, что треть этого увеличения можно будет выделить на электротранспорт (стратегией это не предусмотрено), уменьшив потребности других отраслей, то удовлетворение потребности для электромобилей при переводе всего парка машин займет не одно десятилетие.

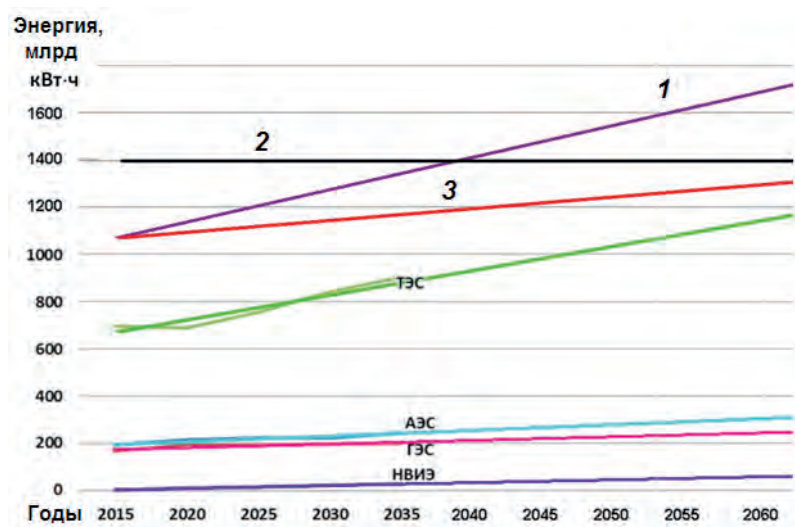
Таблица 1

Результаты расчетов необходимого количества электроэнергии

Показатель	Топливо		Итого
	Дизельное	Бензин	
Потребление в год M_T , т	38 200 000	34 800 000	73 000 000
Теплота сгорания H_u , МДж/кг	42,5	44	–
Получаемая тепловая энергия Q , МДж	$1,62 \cdot 10^{12}$	$1,53 \cdot 10^{12}$	$3,15 \cdot 10^{12}$
Эффективный КПД двигателя η_e	0,35	0,25	–
Получаемая механическая энергия A , МДж	$5,68 \cdot 10^{11}$	$3,83 \cdot 10^{11}$	$9,51 \cdot 10^{11}$
Получаемая механическая энергия A , млн кВт · ч	373 000	290 000	663 000
КПД тягового электродвигателя $\eta_{эд}$	0,85	0,85	0,85
Требуемая электроэнергия АКБ $\mathcal{E}_a$:			
МДж	$6,69 \cdot 10^{11}$	$4,50 \cdot 10^{11}$	$11,2 \cdot 10^{11}$
кВт · ч	$1,86 \cdot 10^{11}$	$1,25 \cdot 10^{11}$	$3,11 \cdot 10^{11}$
КПД аккумулятора η_a	0,95	0,95	0,95
КПД зарядного устройства η_z	0,95	0,95	0,95
Требуемая электроэнергия из сети, кВт · ч	$2,06 \cdot 10^{11}$	$1,39 \cdot 10^{11}$	$3,44 \cdot 10^{11}$



а



б

Рис. 3. Прогноз выработки электроэнергии электростанциями России и удовлетворения электрического транспорта по разным сценариям Стратегии: а — оптимистический сценарий; б — консервативный сценарий; ТЭС — выработка тепловыми электростанциями; АЭС — выработка атомными электростанциями; ГЭС — выработка гидроэлектростанциями; НВИЭ — выработка электростанциями из возобновляемых источников; 1 — суммарная выработка электроэнергии; 2 — уровень требуемой электроэнергии с учетом перехода на электротранспорт; 3 — уровень вырабатываемой электроэнергии с учетом потребления электротранспортом; 4 — год достижения выработки необходимой электроэнергии

На рис. 3 представлен прогноз выработки электроэнергии электростанциями России экстраполированием данных Стратегии до 2065 г. в предположении, что темп наращивания энергетической мощности сохранится как для оптимистического сценария развития (рис. 3, а), так и для консервативного (рис. 3, б). Линия 1 соответствует изменению суммарной выработки

электроэнергии всеми видами электростанций, относительно которой получена линия 3, соответствующая изменению $1/3$ суммарного прироста выработки электроэнергии всеми видами электростанций, которые могут быть использованы на электротранспорт. Линия 2 соответствует требуемому уровню выработки электроэнергии для обеспечения перевода всего транспорта

по состоянию на 2020 г. на электрообеспечение. Линия 4 соответствует точке пересечения линий 1 и 3 или сроку, когда весь парк техники с ДВС (по состоянию на 2020 г.) может быть обеспечен электроэнергией. Как следует из данных рис. 3, а, при сохранении таких же темпов роста производства электроэнергии по оптимистическому сценарию это будет 2062 г. (потребуется не менее 40 лет), а по консервативному придется ждать почти до 2075 г.

Следующий достаточно важный вопрос при рассмотрении различных источников получения энергии — это эффективность использований энергоресурсов. Жидкие и газообразные топлива, которые будут не востребованы транспортом, на тепловых электростанциях могут быть использованы на газовых турбинах ТЭС для получения электроэнергии с КПД 35...38 %, т. е. с потерями, равными 62...65 %. В результате передачи электроэнергии на место зарядки электромобиля ее потери по сети от электростанции составят не менее 10 %. Зарядка аккумуляторов через преобразователь, а также потери энергии в результате заряда-разряда современных АКБ могут составить еще порядка 10 %. И на конечной стадии потери энергии на тяговом электродвигателе и в трансмиссии увеличатся еще на 15 %. В итоге исходная энергия топлива при ее преобразовании на ТЭС и использовании в электромобиле уменьшится до 24...26 %.

При анализе топливной экономичности автомобиля с дизельным двигателем, имеющим эффективный КПД на уровне 0,40...0,45 и КПД механической трансмиссии, равный 0,82...0,90, получим эффективность преобразования исходной энергии топлива в энергию движения машины на уровне 33...41 %. Сопоставительный анализ этих данных с полученными для электромобиля данными по его энергетической эффективности показывает, что потребность автомобиля с ДВС в энергоресурсах в 1,4–1,5 раза меньше, чем электромобиля при выполнении такой же работы. Рассмотренный процесс преобразования энергии топлива для машин двух видов представлен на рис. 4.

Помимо изложенного важным фактором для условий эксплуатации автомобиля в России является обеспечение микроклимата в салоне. Необходимо учитывать, что большая часть территорий РФ расположена севернее 55-й параллели, на большом расстоянии от Атлантики.

Эта часть территории России по схеме Кёппена относится к холодной зоне (континентальный климат без сухого сезона, холодное лето). Среднегодовая температура воздуха в России составляет $-5,5^{\circ}\text{C}$ [25]. В таких условиях большую часть времени эксплуатации транспортного средства необходимо обеспечивать подогрев воздуха в салоне машины для обеспечения нормальных условий работы водителя и проезда пассажиров.

В странах Европы температурные условия эксплуатации транспортных средств гораздо лучше, чем в России. Например, в Финляндии средняя годовая температура составляет $+2...+4^{\circ}\text{C}$, в Германии — около $+9^{\circ}\text{C}$, в Италии — более $+13^{\circ}\text{C}$. Таким образом, для стран Евросоюза вопрос подогрева воздуха в салоне автомобиля для обеспечения нормальных условий его эксплуатации менее критичен, чем в России. Для обеспечения микроклимата в салоне автомобиля требуется подогрев воздуха. Чтобы обеспечить тепловую мощность подогревателя на уровне не менее 2 кВт, необходимо отбирать энергию от АКБ. Сегодня на рынке отопителей салонов автомобилей имеются автономные отопители мощностью 2...8 кВт, работающие на жидком топливе (дизельное топливо, бензин). Характеристики некоторых из них представлены в табл. 2.

Как правило, эти отопители салона используются во время стоянок автомобиля для исключения работы двигателя и снижения расхода топлива, а также в других случаях, когда теплоту, выделяемую двигателем, невозможно использовать на отопление салона. Эти отопители способны обеспечить обогрев салона во время стоянки, т. е. при неподвижном автомобиле. Поэтому следует учитывать, что при движении автомобиля со скоростью 60 км/ч (16,7 м/с) коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности автомобиля увеличивается почти в 10 раз и потребности в тепловой энергии для обогрева салона также возрастут.

При эксплуатации электромобиля в условиях России потребуются решать вопрос об установке энергоисточника для обогрева салона. Для применения автономного отопителя нужно создать топливную систему и обеспечить ее заправку. В этом случае проявляются недостатки использования двух источников энергии. При использовании для обогрева салона

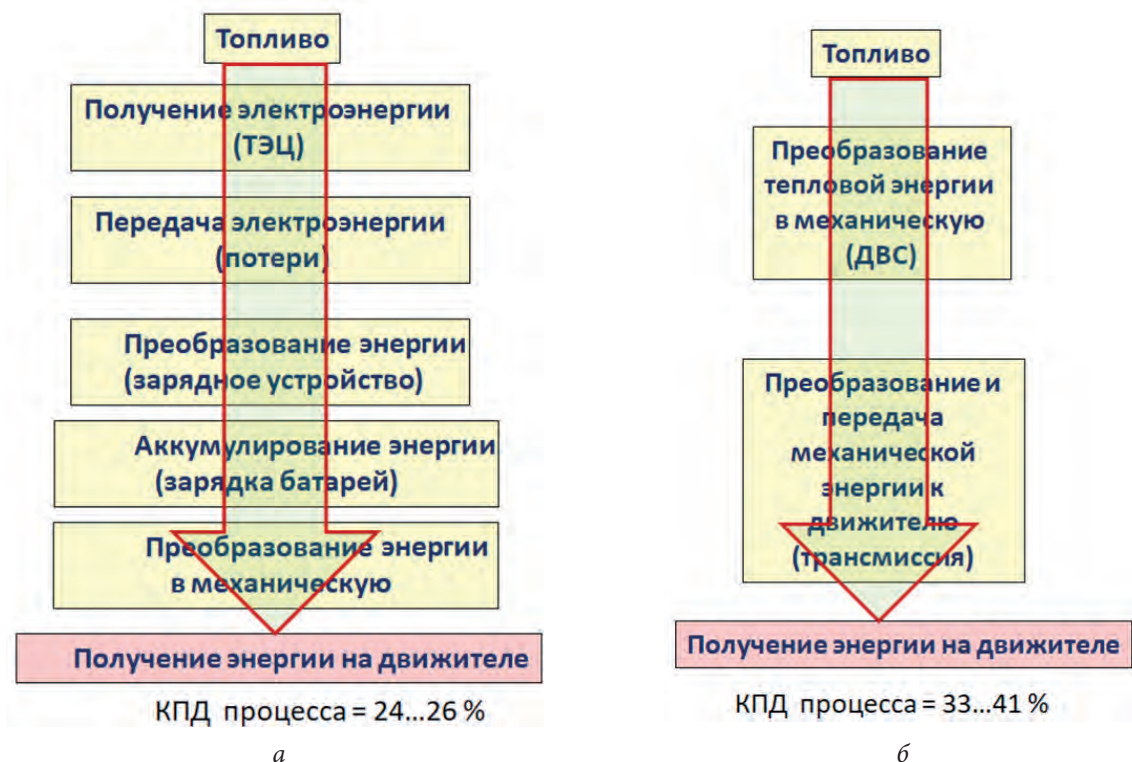


Рис. 4. Эффективность использования ресурсов в электромобиле (а) и в транспортном средстве с дизелем (б)

Таблица 2

Технические характеристики автономных отопителей салона автомобиля

Характеристика	Тип отопителя		
	Планар 8ДМ-12	AVTOTEPLO 2D	THERMOTRANS-45D
Теплопроизводительность, кВт:			
максимальная	6	2,5	4,5
минимальная	2	0,5	0,9
Потребляемая электрическая мощность, Вт	85	20	33
Расход топлива, л/ч	0,76	0,22	0,48
Количество нагреваемого воздуха, м ³ /ч	175	90	185
Применение	В кабине грузовика, салоне микроавтобуса	В автобусах, фургонах, легковых и грузовых автомобилях	В салоне или грузовом отсеке транспортных средств

Примечание. Во всех отопителях используется нефтяное дизельное топливо.

использовать энергии АКБ возникает проблема снижения эффективности использования электроэнергии от АКБ и снижения пробега до следующей зарядки. Например, для движения легкового автомобиля экономкласса со скоростью 60 км/ч требуется мощность на ведущих колесах около 5 кВт. Если сравнить эту мощность с мощностью, потребляемой отопителем (не менее

2 кВт), то расход энергии АКБ будет увеличен более чем в 1,4 раза. Следовательно, на столько же снизится максимальный пробег транспортного средства до очередной заправки.

На основании изложенного материала можно констатировать, что электромобиль с источником энергии в виде электрических АКБ на борту машины для условий эксплуатации

в России является не лучшим вариантом и теряет большинство своих преимуществ. Выигрыш в экологических показателях электромобилей по сравнению с автомобилями с ДВС нивелируется увеличением выбросов токсичных компонентов с ОГ на ТЭС, на которых придется сжигать больше нефтяного топлива. Невысокий ресурс АКБ в условиях их эксплуатации на транспорте при массовом применении электромобилей может привести к огромному потоку отработавших элементов, требующему больших затрат на их переработку и утилизацию, и к новой экологической проблеме. Если для городских условий эксплуатации можно пойти на применение электротранспорта по локальным условиям обеспечения экологической обстановки, то для всех регионов России переход на транспорт этого вида имеет много нерешенных проблем.

Острота отмеченных недостатков применения электромобиля в России может быть сглажена при использовании в транспортных средствах электрических трансмиссий и гибридных силовых установок. Такие установки включают ДВС, электрические генераторы, тяговые электродвигатели, электрические аккумуляторы. Возможные схемы подобных установок приведены в работах [11, 12, 26–28]. Легковые автомобили с этими силовыми установками позволяют получить преимущества трансмиссии электромобилей и иметь достаточную автономность без существенного увеличения массы машины. Опыт эксплуатации автомобилей с гибридными силовыми установками подтвердил эффективность их работы в условиях России.

Преимуществами автомобиля с электрической трансмиссией и гибридными силовыми установками являются повышенная гибкость управления работой силовой установки, возможность оптимизации передачи энергии к ведущим колесам автомобиля, возможность рекуперации энергии торможения и бесступенчатого управления работой трансмиссии. Это позволяет рассматривать такие транспортные средства как реальную альтернативу автомобилям с механической трансмиссией.

Во всех схемах организации работы ДВС с одним или несколькими тяговыми электродвигателями, различными схемами подключения к трансмиссии, различными емкостями АКБ основным источником энергии служит двигатель внутреннего сгорания. Его режим ра-

боты может быть оптимизирован по экономическим и экологическим критериям. В процессе доводки двигателя характеристики каждого режима в широком диапазоне частот вращения и нагрузок могут быть гораздо лучше доведены до высоких показателей как по экологическим, так и по экономическим параметрам.

Наличие ДВС на борту машины кроме обеспечения теплом салона также позволяет сделать автомобиль менее зависимым от системы электрозаправок с низкой производительностью (требующих больших затрат времени на зарядку АКБ) и уменьшить расход топливных ресурсов на электростанциях.

Совсем иначе будут выглядеть перечисленные проблемы при появлении новых решений электроснабжения транспорта из доступных сырьевых ресурсов. Например, генераторная установка может быть реализована и с помощью топливных элементов, стоимость производства которых постепенно снижается, в результате чего себестоимость получения электроэнергии на автомобиле в ближайшей перспективе может конкурировать с себестоимостью получения энергии на дизель-генераторных установках. Важно, что в качестве топлива могут быть использованы недорогие продукты (например, метанол) с высокой удельной габаритной энергоемкостью для обеспечения хорошей мобильности машин.

Сегодня компания «ИнЭнерджи» предлагает источники энергии «Астра» на водородном топливе мощностью от 100 Вт до 100 кВт для транспортных и стационарных применений. Электрический КПД таких источников достигает 60 %. Использование водорода позволяет получать на выходе из источника энергии дистиллированную воду. Электромобиль с прототипом энергоустановки на основе водородных топливных элементов прошел испытания на базе LADA ELLADA [29]. Однако у автомобилей с такими топливными элементами остаются проблемы хранения топлива на машине и необходимость развития инфраструктуры заправок.

Таким образом, анализ электроэнергетики России и перспектив ее развития в соответствии с Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2035 г. показал, что в ближайшие 50 лет электромобиль не сможет стать массовым автомобилем в России. Производство

электроэнергии на тепловых электростанциях для электромобилей приведет к перерасходу топливных ресурсов по сравнению с их использованием в ДВС на борту автомобиля.

В заключение отметим, что дальнейшие сценарии развития мобильной и стационарной энергетики будут зависеть от динамики роста цен на традиционные энергоносители, возможного появления новых видов энергоносителей, динамики ужесточения требований к экологическим показателям транспортных средств, возможных мероприятий по декарбонизации транспортного сектора [30].

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Несмотря на преимущества электромобилей перед традиционными автомобилями с ДВС для условий России электромобиль с АКБ в ближайшие 50 лет вряд ли станет массовым автомобилем.

2. Электромобиль с источником энергии в виде электрических АКБ на борту машины для условий эксплуатации в России является не лучшим вариантом и теряет большинство своих преимуществ.

3. Использование электрической энергии ТЭС для зарядки электромобилей приводит к перерасходу топливных ресурсов до 1,4 раз по сравнению с применением этих ресурсов на автомобиле с ДВС.

4. В автомобилях с гибридными силовыми установками можно обеспечить работу ДВС в более благоприятных режимах и на этих режимах повысить экологические и экономические показатели для улучшения потребительских качеств автомобиля, а также использовать преимущества электрической трансмиссии.

5. При оценке эффективности применения электромобиля в условиях России необходимо рассматривать вопрос обеспечения микроклимата в салоне, на решение которого может потребоваться существенное увеличение энергии АКБ.

Литература

- [1] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [2] Карамян О.Ю., Чебанов К.А., Соловьева Ж.А. Электромобиль и перспективы его развития. *Фундаментальные исследования*, 2015, № 12, ч. 4, с. 693–696.
- [3] Трескова Ю.В. Электромобили и экология. Перспективы использования электромобилей. *Молодой ученый*, 2016, № 12, ч. 5, с. 563–565.
- [4] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [5] Ханаев В.В. Развитие электроэнергетики под влиянием перспективных видов транспорта на альтернативном топливе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 40, с. 69–73.
- [6] Скрипко Л.А. Электромобили или автомобили на топливных элементах. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 12, с. 563–564.
- [7] Фасхиев Х.А. Электромобилизация в Российской Федерации. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 3, с. 133–142.
- [8] Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Строганов В.И., Панюков Д.И., Шанин С.А. Обзор и анализ основных конструкторско-технологических решений для повышения эффективности эксплуатации электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2021, т. 20, № 1, с. 39–47.
- [9] Фасхиев Х.А. Электрический привод — будущее автотранспорта. Ч. 1. *Грузовик*, 2019, № 10, с. 7–10.
- [10] Фасхиев Х.А. Электрический привод — будущее автотранспорта. Ч. 2. *Грузовик*, 2019, № 11, с. 15–23.
- [11] Гусаков С.В. *Гибридные силовые установки на основе ДВС*. Москва, Изд-во Российского университета дружбы народов, 2008, 207 с.
- [12] Козловский В.Н., Заятров А.В., Васильев М.М., Полякова Е.В. Этапы, проблемы и перспективы развития электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 3, с. 143–149.
- [13] Бусыгин Б.П. *Электромобили*. Москва, Изд-во МАДИ, 1979, 74 с.
- [14] Щетина В.А., Морговский Ю.Я. и др. *Электромобиль: Техника и экономика*. Москва, Производственное издание, 1987, 253 с.

- [15] *История создания первого электромобиля*. URL: <https://efut.ru/a/65-istorija-razvitija-jelektromobilja.html> (дата обращения 21.02.2022).
- [16] В 2020 мировые продажи электромобилей феноменально выросли. *Электронное периодическое издание «Э Вести»* (E Vesti). URL: <http://www.e-vesti.ru/ru/v-2020-mirovye-prodazhi-elektromobilej-fenomenalno-vyrosli> (дата обращения 21.02.2022).
- [17] *Volvo Trucks стала лидером продаж электрических грузовиков в Европе*. URL: <https://5koleso.ru/avtopark/novosti-komtransa/volvo-trucks-narashhivaet-prodazhi-elektricheskikh-gruzovikov/> (дата обращения 21.02.2022).
- [18] YASA 750 R. Available at: <https://www.yasa.com/products/yasa-750/> (accessed February 21, 2022).
- [19] Названо число электромобилей в России. URL: <https://regnum.ru/news/society/3389705.html> (дата обращения 21.02.2022).
- [20] *Производство нефтепродуктов*. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1213> (дата обращения 21.02.2022).
- [21] Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов*. Москва, Высшая школа, 2005, 479 с.
- [22] *Отчет о функционировании ЕЭС России в 2021 году*. URL: <https://www.so-ups.ru/functioning/ees/ups-review/ups-review21/> (дата обращения 21.02.2022).
- [23] *Рейтинг регионов по уровню энергодостаточности — итоги 2017 года*. URL: <https://riarating.ru/regions/20180307/630084980.html> (дата обращения 21.02.2022).
- [24] *Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года*. Распоряжение Правительства Российской Федерации № 1523-р от 9 июня 2020 г. 93 с.
- [25] *Климат России*. URL: <https://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/646379> (дата обращения 21.02.2022).
- [26] *TU München develop torque vectoring transmission for electric vehicles*. URL: <http://www.electric-vehicle-news.com/2014/10/tu-munchen-developed-torque-vectoring.html> (accessed February 21, 2022).
- [27] Ютт В.Е., Строганов В.И. *Электромобили и автомобили с комбинированной энергоустановкой. Расчет скоростных характеристик*. Москва, Изд-во МАДИ, 2016, 108 с.
- [28] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV: Двигатели внутреннего сгорания*. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [29] *АСТРА водородная платформа электроснабжения*. URL: <https://inenergy.ru/astra> (дата обращения 21.02.2022).
- [30] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 5, с. 25–43.

Сведения об авторах

Девянин Сергей Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторы и автомобили» Российского государственного агроинженерного университета Московской сельскохозяйственной академии им. К.А. Тимирязева (РГАУ — МСХА им. К.А. Тимирязева). E-mail: devta@rambler.ru

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

Савастенко Андрей Александрович — кандидат технических наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный университет, Россия, г. Москва. E-mail: dozentrud@mail.ru

Савастенко Эдуард Андреевич — кандидат технических наук, старший преподаватель, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет. E-mail: e.d.u.a.r.d@inbox.ru

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А. Проблемы электрификации автомобильного транспорта России. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 21–31.

Please cite this article in English as:

Devyanin S.N., Markov V.A., Savastenko A.A., Savastenko E.A. Problems of Electrification of Motor Transport in Russia. *Engines construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 21–31. (In Russ.).

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей

УДК 621.436.12

Применение интегрированного расчетно-экспериментального комплекса для разработки и доводки рабочих процессов дизеля с аккумуляторной топливной системой

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

Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ)

Application of an Integrated Computational and Experimental Complex for the Development and Improvement of Working Processes of a Diesel Engine with a Common Rail Fuel System

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

Moscow Automobile and Road Construction
State Technical University (MADI)

Аннотация. Рассмотрен интегрированный комплекс для разработки и доводки рабочих процессов дизеля и его аккумуляторной топливной системы (АТС), предложены этапы его применения. Рациональное сочетание моделирования и экспериментальных исследований позволяют оценить показатели рабочего процесса дизеля на каждой стадии проектирования и изготовления АТС. Это способствует выбору рационального технического решения и сокращает сроки подготовки топливной системы к серийному выпуску. Моделирующая составляющая интегрированного комплекса объединяет и развивает математические модели топливоподачи, позволяет осуществлять выбор между расчетом по заданной характеристике впрыскивания и расчетом по принятым параметрам топливной системы. Экспериментальная составляющая комплекса состоит из разработанных оригинальных исследовательских стендов, поддерживающими работу АТС и ее компонентов отдельно или в составе моторной исследовательской установки.

Ключевые слова: дизель, аккумуляторная топливная система, система управления рабочим процессом двигателя, экологические показатели, интегрированный расчетно-экспериментальный комплекс

Abstract: The integrated complex for the development and improvement of the working processes of diesel and its common rail (CR) fuel system is considered, the stages of its application are proposed. A rational combination of modeling and experimental research allows us to evaluate the parameters of the diesel workflow at each stage of CR design and manufacture. This contributes to the choice of a rational technical solution and reduces the preparation time of the fuel system for mass production. The modeling component of the integrated complex combines and develops mathematical models of fuel supply, allows you to choose between calculation in accordance with a given injection characteristic and calculation in accordance with the specified parameters of the fuel system. The experimental component of the complex consists of original research stands designed to support the operation of CR and its components separately or as part of the engine.

Keywords: diesel engine, common rail fuel injection system, electronic engine workflow control system, ecological characteristics, integrated computational and experimental complex

Введение

Несмотря на предпринимаемые в последнее время попытки внедрения электрических силовых

установок, дизель до сих пор остается одним из основных видов транспортных двигателей.

Соблюдение действующих ограничений на содержание токсичных веществ в отработавших

газах (ОГ) дизеля при обеспечении требуемого уровня его форсированности и экономических показателей связано с комплексным совершенствованием систем топливоподачи, наддува, рециркуляции и нейтрализации ОГ. В статье рассмотрены технические возможности повышения давления впрыскивания, быстродействия и точности управления топливоподачей применительно к аккумуляторной топливной системе (АТС) с электронным управлением. Развитие методов совершенствования рабочего процесса двигателя достигается разработкой новых конструкций АТС и доводкой существующих на основе комплексного применения математического моделирования и экспериментальных исследований.

Предпосылки к созданию интегрированного расчетно-экспериментального комплекса

Поскольку современные дизели уже имеют достаточно совершенный процесс сгорания, обеспечивающий низкие выбросы токсичных компонентов, дальнейшее снижение токсичности возможно благодаря комплексному применению сложных и дорогостоящих систем. Для примера в табл. 1 представлены методы снижения содержания оксидов азота (NO_x) и дисперсных частиц (PM) в ОГ дизелей при переходе от

норм Tier 3 к Tier 4 [1], где РОГ — рециркуляция отработавших газов; СКН — селективный каталитический нейтрализатор; ЗВК — закрытие впускного клапана; ФЧ — фильтр дисперсных частиц; ОКН — окислительный каталитический нейтрализатор.

Представленные в табл. 1 методы иллюстрируют сложившиеся направления дальнейшего совершенствования отечественных дизелей для улучшения их экологических и экономических показателей:

- повышение среднего эффективного давления с применением цикла Миллера и двухступенчатой системы наддува для снижения выбросов оксидов азота NO_x и повышения топливной экономичности [2, 3];
- применение регулируемого наддува [4, 5];
- введение РОГ и СКН для уменьшения содержания NO_x в отработавших газах [6–8];
- применение фильтров дисперсных частиц [9, 10].

Эффективность указанных мероприятий определяется совершенствованием АТС и системы управления дизелем для обеспечения многократного впрыскивания [11–15], повышения давления впрыскивания [16–19] и управления передним фронтом характеристики впрыскивания [20–22].

Таблица 1

Методы снижения содержания NO_x и PM в ОГ дизелей при переходе от норм Tier 3 к Tier 4

Снижаемый показатель	Мероприятия, применяемые в методах	Метод 1	Метод 2	Метод 3	Метод 4
NO_x	СКН	+	–	+	–
	РОГ	–	+	+	+
	Ранее ЗВК для реализации цикл Миллера	+	+	+	+(впускной клапан закрывают на 40° раньше, чем в Tier 3)
PM	Внецилиндровая обработка ОГ: ОКН и ФЧ	+	+	+	+
	Увеличение давления впрыскивания по сравнению с уровнем для Tier 3	–	+(на 60 МПа выше)	+(на 60 МПа выше)	+(на 60 МПа выше)
	Применение 2-ступенчатой система наддува	–	+	+	+
	Повышение максимального давления сгорания по сравнению с уровнем для Tier 3	–	+(на 2,5 МПа выше)	+(на 2,5 МПа выше)	+(на 2,5 МПа выше)

Для разработки и доводки конструкций дизеля и его АТС необходимы большие временные и финансовые затраты, которые существенно сдерживают выход на рынок новых моделей отечественных двигателей. Для сокращения затрат и проведения необходимых научных исследований малоизученных процессов, которые сопровождают управление формой характеристики впрыскивания, волновые явления, возникающие при подаче топлива, истечение топлива с давлением до 300 МПа, рационально организовать расчетно-экспериментальное формирование АТС с оценкой показателей рабочего процесса дизеля на каждом этапе. С этой целью в МАДИ разработан интегрированный комплекс для разработки и доводки топливных систем (ИКТС) с двумя составляющими: моделирующей и экспериментальной.

Интегрированный расчетно-экспериментальный комплекс

В моделирующей составляющей ИКТС объединены математические модели топливоподачи, что позволяет делать выбор между расчетом по заданной характеристике впрыскивания (формирование конструкции топливной системы) и расчетом по принятым параметрам топливной системы (поисковое исследование), а также учитывать, что компоненты применяемого смешанного топлива неравномерно распределены по каналам форсунок.

Экспериментальная составляющая ИКТС состоит из разработанных оригинальных исследовательских стендов, поддерживающих работу АТС и ее компонентов отдельно или в составе моторной исследовательской установки.

Этапы разработки АТС с применением ИКТС представлены на рис. 1 и 2. Совместное выполнение этапов обеспечивает проведение научных исследований, параллельного проектирования дизеля и АТС, что способствует сокращению сроков подготовки конечного продукта и запуска его в серийное производство.

На этапе 1 (см. рис. 1) моделируются рабочие процессы АТС для создания новой математической модели и алгоритма расчета либо корректировки и дополнения существующих. Этап 2 необходим для проектирования АТС и уточнения или корректировки ее конструкции. Раздельное или совместное применение расчетных и экспериментальных исследований для определения показателей рабочего процесса АТС и ее характеристик осуществляется на этапе 3. Этапы 2 и 3 предполагают как полноразмерные, так и поэлементные испытания АТС или исследования рабочего процесса топливной системы. Этап 4 (см. рис. 2) начинается с проведения экспериментальных исследований двигателя («Эксперимент ДВС»). Этот этап необходим при разработке и совершенствовании математической модели и алгоритма расчета рабочего процесса дизеля с последующим определением его пока-

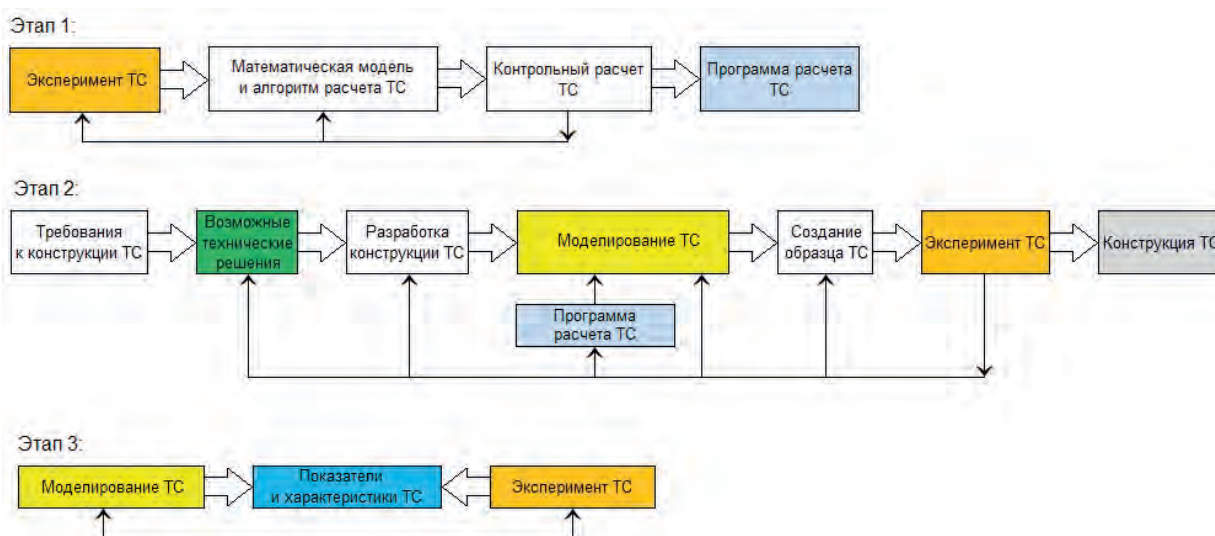


Рис. 1. Этапы исследования топливной системы (ТС) отдельно от дизеля с применением интегрированного комплекса

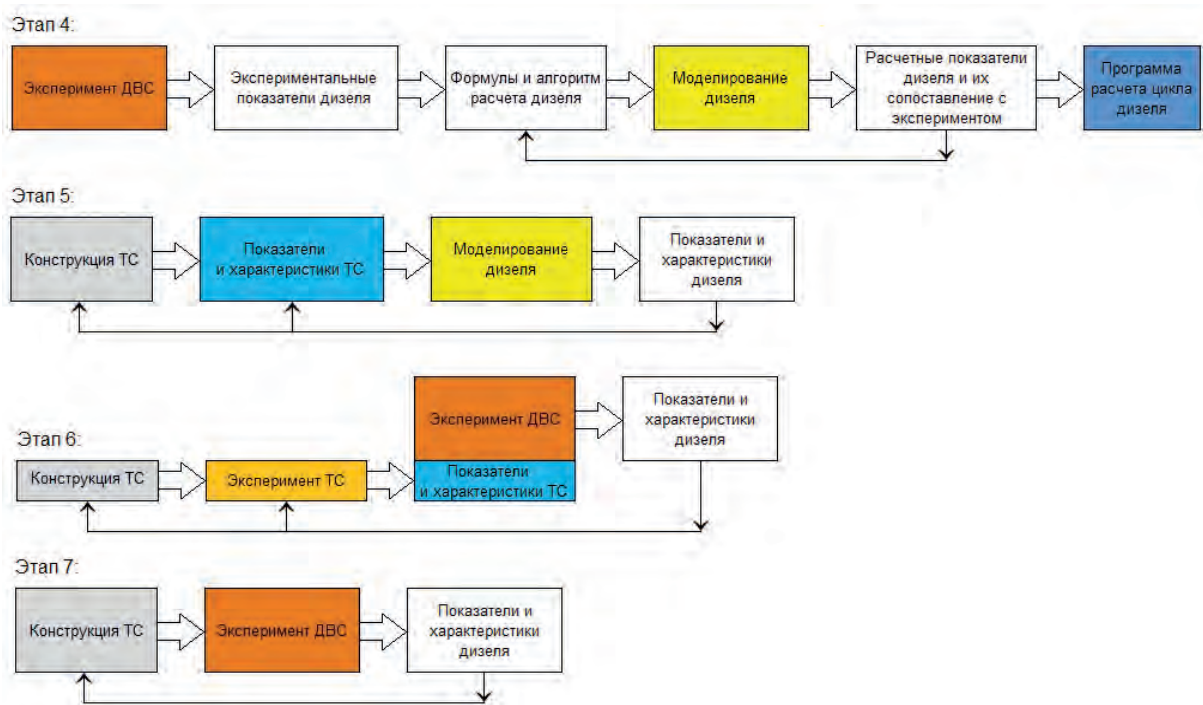


Рис. 2. Этапы исследования топливной системы (ТС) в составе дизеля с применением интегрированного комплекса (ДВС — двигатель внутреннего сгорания)

зателей (этап 5) с целью подбора конструкции АТС и режимов ее работы.

Для экспериментальной составляющей ИКТС разработаны две установки: одна — для поэлементных испытаний топливной аппаратуры с электронным управлением, другая — для полноразмерных испытаний АТС. Каждая из них оборудована системой управления (СУ) и исполнительными элементами топливной аппаратуры с электромагнитными и пьезоэлектрическими приводами.

Обе установки обеспечивают реализацию этапов 1–3 и 5 исследования АТС (см. рис. 1 и 2), а установка для поэлементных испытаний, работающая совместно с моторной установкой, — выполнение этапа 6 (см. рис. 2).

Экспериментальная установка (рис. 3) для поэлементных испытаний топливной аппаратуры предназначена для исследования ее рабочего процесса, а также для определения характеристик топливного насоса высокого давления (ТНВД) и электрогидравлической форсунки (ЭГФ) с цикловой подачей $Q_{\text{ц}}$ не выше 3000 мг, давлением $p_{\text{ак}}$ в топливном аккумуляторе до 300 МПа и частотой вращения $n_{\text{ТНВД}}$ вала ТНВД,

не превышающей 1500 мин⁻¹. Максимальная мощность на приводе ТНВД составляет 11 кВт.

Компактные размеры установки позволяют разместить ее рядом с испытываемым дизелем или одноцилиндровой моторной установкой. Таким образом, работа линии высокого давления обеспечивается ТНВД, вал которого не связан с коленчатым валом испытываемого двигателя. Это расширяет возможности по подбору конструкции элементов АТС, их режимов работы и передаточного отношения привода ТНВД. Возможна установка системы управления дизелем, для этого в конструкции предусмотрены электрические преобразователи 12 переменного тока в постоянный с напряжением на выходе 12 и 24 В.

Во время поэлементных испытаний АТС определяют характеристики ЭГФ, в которые входят зависимости цикловой подачи $Q_{\text{ц}}$ топлива через распыливающие отверстия и расхода топлива на управление форсункой $Q_{\text{у}}$ от длительности управляющего импульса $\tau_{\text{имп}}$ и давления в топливном аккумуляторе $p_{\text{ак}}$. Знание $Q_{\text{ц}} = f(\tau_{\text{имп}}, p_{\text{ак}})$ необходимо для адаптации работы системы управления дизеля к режимам

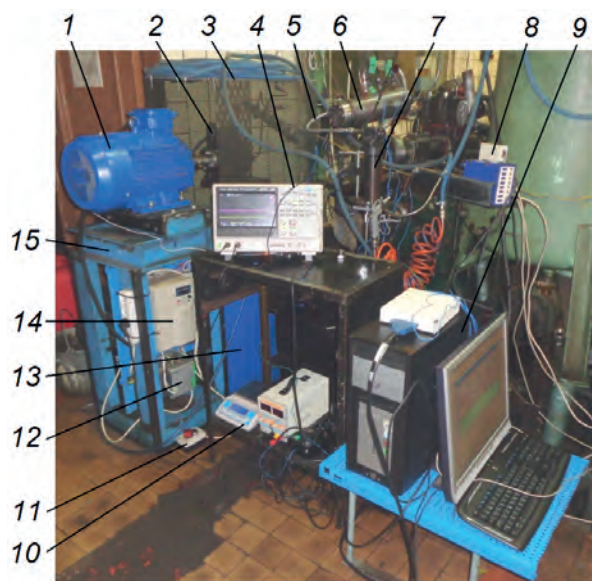


Рис. 3. Экспериментальная установка для поэлементных испытаний топливной аппаратуры с электронным управлением:

1 — электродвигатель; 2 — топливный насос высокого давления; 3 — защитный кожух; 4 — цифровой осциллограф; 5 — топливопровод; 6 — топливный аккумулятор; 7 — электрогидравлическая форсунка; 8 — усилитель заряда; 9 — компьютер с программой управления ТНВД и ЭГФ; 10 — лабораторные весы; 11 — аварийный выключатель; 12 — электрические преобразователи; 13 — емкость для хранения дизельного топлива; 14 — регулятор частоты вращения; 15 — корпус

его работы. Сумма $Q_{\text{ц}}$ и $Q_{\text{у}}$ определяет расход топлива из линии высокого давления АТС при срабатывании ЭГФ и связано с выбором ТНВД необходимой производительности.

Для определения характеристики впрыскивания ЭГФ используется специально разработанная регистрирующая камера (рис. 4), конструкция которой защищена патентом на изобретение № 2681293.

Совместная работа установки для поэлементных испытаний (см. рис. 3) и устройства, изображенного на рис. 4, позволяет определить влияние вызванных предварительным впрыскиванием волновых явлений на форму дифференциальной характеристики последующего впрыскивания.

Оценка влияния условий истечения топлива на эффективные проходные сечения жиклеров $\mu_{\text{жк}} f_{\text{жк}}$, клапанов, распылителя $\mu_{\text{р}} f_{\text{р}}$ и его соплового аппарата $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}}$ осуществляется при стационарном истечении топлива. Исследования проводят на экспериментальном стенде, подобном опи-

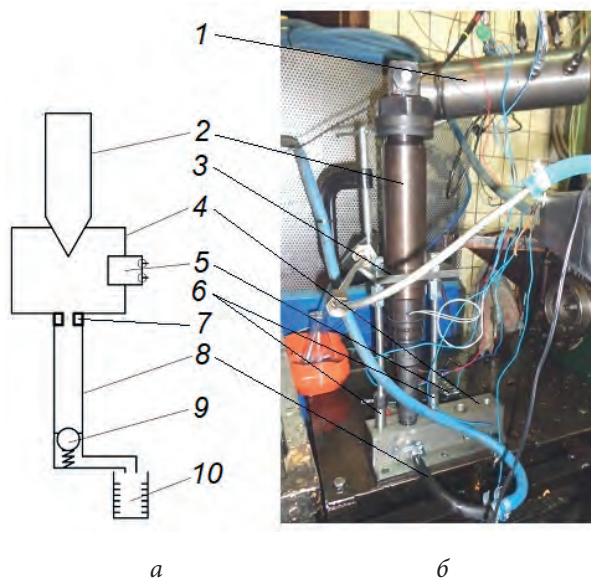


Рис. 4. Устройство для регистрации характеристики впрыскивания топлива:

а — схема устройства (по патенту № 2681293); б — фотография устройства, установленного на экспериментальную установку; 1 — топливный аккумулятор; 2 — ЭГФ; 3 — прижим; 4 — камера для регистрации характеристики впрыскивания; 5 — датчик давления; 6 — шпильки; 7 — жиклер; 8 — топливопровод; 9 — обратный клапан; 10 — мерная емкость

санному в работе [23]. Отличительной особенностью применяемого в ИКТС стенда является возможность создания при истечении топлива стационарных перепадов давления, значения которых соответствуют рабочим значениям современного дизеля. Для этого используют экспериментальную установку для полноразмерных испытаний АТС (рис. 5).

Максимальная мощность электрической машины 1 (см. рис. 5) испытательного стенда составляет 87 кВт. Это позволяет проводить испытания ТНВД топливных систем для дизельных двигателей большой размерности. Развиваемая стендом частота вращения вала $n_{\text{ТНВД}}$ не превышает 3000 мин^{-1} . При необходимости для смазывания подшипников вала ТНВД к ним подводится масло от системы смазывания разработанной экспериментальной установки.

Конструкция установки позволяет разместить АТС с учетом геометрии дизеля, применив в испытаниях все ее элементы, включая систему управления со жгутами и топливопро-

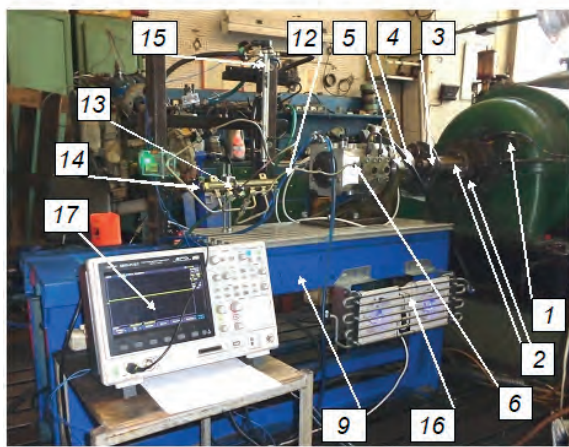
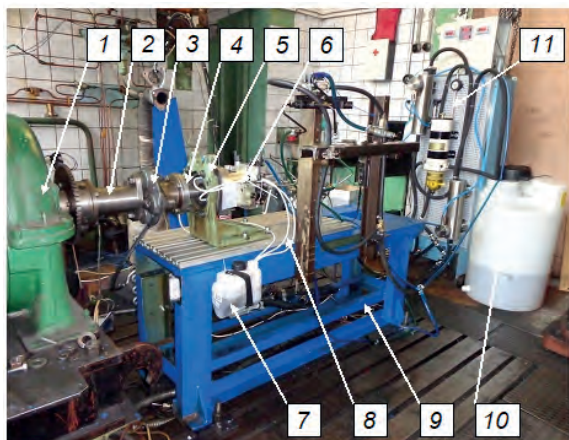


Рис. 5. Экспериментальная установка для полноразмерных испытаний АТС:

1 — электрическая тормозная моторная установка; 2 — привод вала ТНВД; 3 — муфта; 4 — фланец вала ТНВД; 5 — универсальный кронштейн крепления корпуса ТНВД; 6 — ТНВД; 7 — масляный бак; 8 — трубопроводы системы смазывания ТНВД; 9 — станина станда для крепления элементов АТС; 10 — бак для хранения топлива; 11 — стойка измерения расхода топлива; 12 — топливопроводы высокого давления; 13 — топливный аккумулятор; 14 — датчик давления в топливном аккумуляторе; 15 — топливный аккумулятор с клапаном управления давлением; 16 — теплообменник системы смазывания; 17 — осциллограф для регистрации управляющих сигналов

воды, что трудно реализовать в условиях существующих стендов. При этом установка каждой ЭГФ на отдельной стойке с подключением к ней устройства, представленного на рис. 4, позволяет оценить влияние режима работы АТС на межцикловую нестабильность работы форсунок, а также на межцилиндровую и межцикловую нестабильность формы характеристики впрыскивания.

Электрическая машина 1 (см. рис. 5) установлена на балансирующей подвеске. Это позво-

ляет определять затраты мощности на привод ТНВД во время испытаний.

Для подачи топлива к ТНВД 6 из бака 10, определения его расхода и охлаждения разработана мобильная измерительная стойка 11. Она содержит все элементы линии низкого давления. Совместное применение измерительной стойки, экспериментальной установки для поэлементных испытаний (см. рис. 3) и бака 10 (см. рис. 5) полностью формируют автономную аккумуляторную топливную систему, размещаемую вне дизеля (за исключением ЭГФ) при его первичных испытаниях (см. рис. 2, этап 6).

Рациональность выбора конструкции АТС и режимов ее работы проверяют экспериментально (этап 6). Дизель установлен на моторном стенде, а топливная система — на экспериментальном стенде, применяемом на этапах 2 и 3 (см. рис. 1). Отличительная особенность таких исследований — возможность раздельного определения энергетических затрат на механические потери двигателя и на работу привода ТНВД. Такой подход позволяет на ранних этапах проектирования топливной системы и дизеля использовать существующие прототипы элементов АТС (из числа возможных технических решений), а также подготовленные лабораторные и экспериментальные образцы АТС без необходимости их компоновки на двигателе. Отсутствие на этапе 6 соединения коленчатого вала двигателя с валом ТНВД позволяет подобрать режимы работы топливного насоса с последующим определением требуемого передаточного отношения в его приводе.

Применение на ранних стадиях экспериментальных исследований отдельного от дизеля привода ТНВД (см. рис. 2, этап 6) позволяет сократить число лабораторных и экспериментальных образцов АТС (форсунок, топливопроводов, аккумуляторов) благодаря применению двигателя с меньшим числом цилиндров или одноцилиндровой экспериментальной установки (рис. 6). Таким образом, перед финальными испытаниями дизеля (см. рис. 2, этап 7) можно подготовить и проверить больше технических решений в условиях ограничения средств, выделяемых на изготовление и испытание образцов.

Одновременно с отработкой рабочих процессов дизеля и его топливной системы осуществляется разработка системы управления, этапы отладки которой представлены на рис. 7.

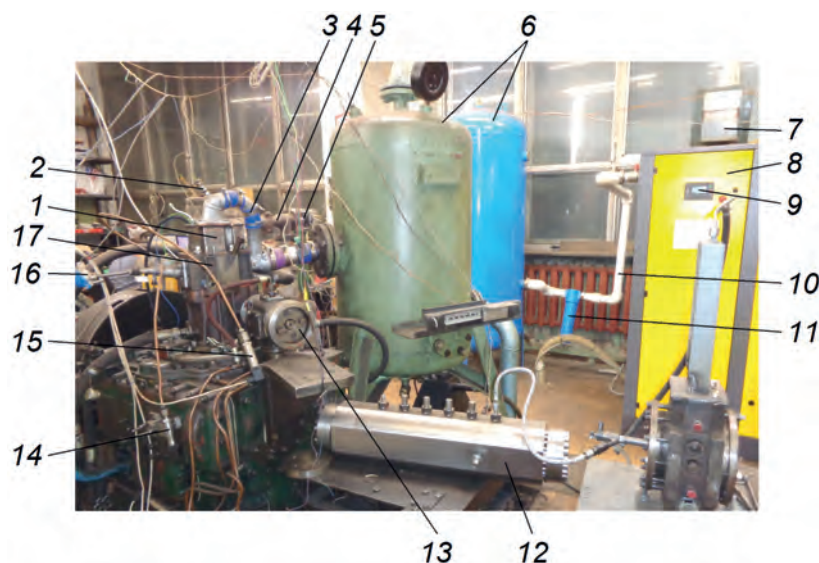


Рис. 6. Моторная установка для проведения поэлементных испытаний АТС на одноцилиндровом дизеле 1ЧН 12/13:

1 — дизель; 2 — датчик температуры воздуха на впуске; 3 — впускной трубопровод; 4 — выпускной трубопровод; 5 — электрическая заслонка для управления давлением на выпуске; 6 — воздушные ресиверы; 7 — расходомер топлива; 8 — компрессор; 9 — блок управления режимом работы компрессора; 10 — линия подачи сжатого воздуха от компрессора; 11 — влагоотделитель; 12 — топливный аккумулятор; 13 — редуктор привода ТНВД; 14 — датчик давления масла; 15 — датчик давления на выпуске; 16 — датчик температуры на выпуске; 17 — теплообменник датчика для индицирования рабочего процесса в цилиндре дизеля

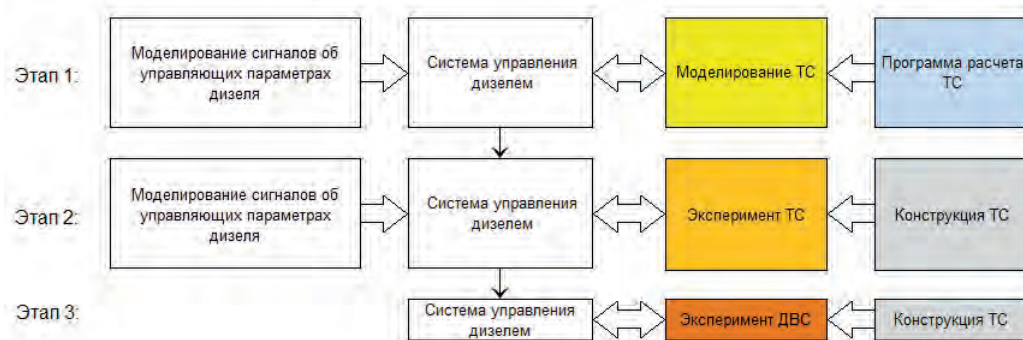


Рис. 7. Этапы отладки системы управления дизелем с применением интегрированного комплекса

На этапе 1 (отладка конструкции и алгоритмов, наработка на отказ) система управления работает с моделями, что позволяет избежать дорогостоящих натурных испытаний и исключить нештатные ситуации при их проведении, вызванные сбоями в работе системы управления и ее датчиков.

После отладки системы управления на моделях реализуется второй этап (рис. 7) совместно с исследованиями топливной системы отдельно от

дизеля (см. рис. 1, этапы 2 и 3). На этапе 2 (см. рис. 7) продолжается отладка алгоритмов и заполняются базовыми значениями матрицы управления, отвечающие за топливоподачу, с учетом комплектации дизеля и требований к его показателям.

Для проведения совместных исследований АТС и системы управления дизелем на экспериментальной установке (см. рис. 5) смонтирована лабораторная электронная система управления (рис. 8).

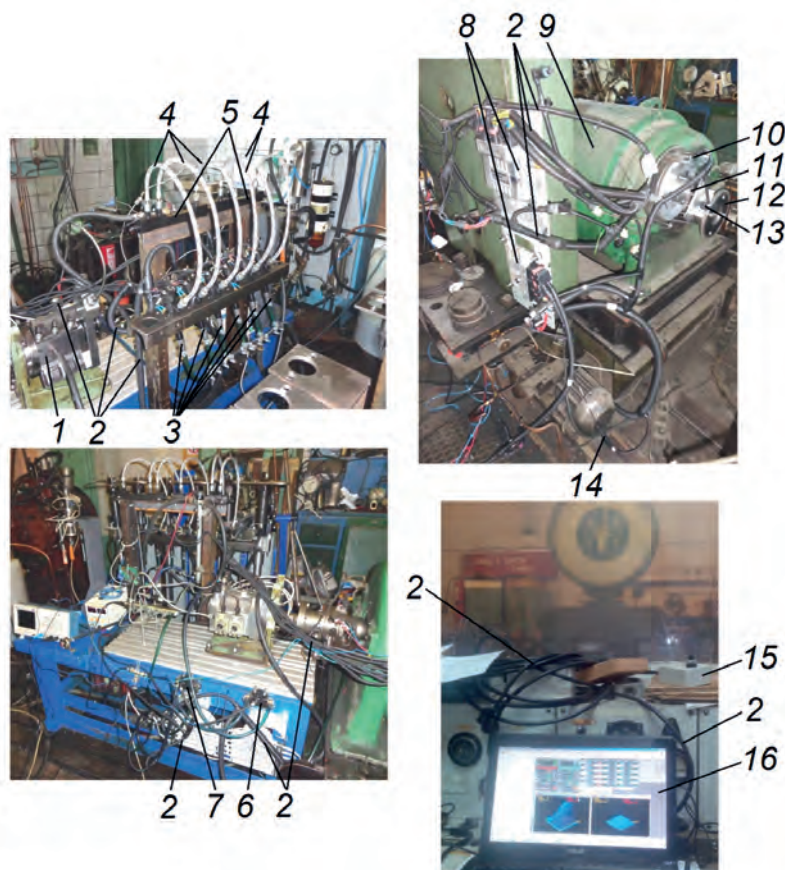


Рис. 8. Расположение элементов лабораторной электронной системы управления дизелем на экспериментальной установке для полноразмерных испытаний АТС:

1 — топливный насос высокого давления; 2 — электрические жгуты управления; 3 — электрогидравлические форсунки; 4 — топливопроводы высокого давления; 5 — топливные аккумуляторы; 6 — датчик температуры и давления топлива в линии низкого давления; 7 — датчик температуры и давления масла; 8 — блок управления; 9 — электрическая тормозная моторная установка; 10 — датчик положения распределительного вала; 11 — зубчатый диск 6+1; 12 — датчик положения коленчатого вала; 13 — зубчатый диск 60-2; 14 — датчик температуры отработавших газов; 15 — датчик положения педали (задатчик мощности); 16 — компьютер с программным обеспечением для ввода требуемых параметров управления

Состав лабораторной электронной системы управления экспериментальной установкой изменяется в зависимости от целей испытаний АТС и параметров дизеля. С помощью программы связи компьютера с блоком управления возможно отключение незадействованных датчиков, выбор числа ЭГФ и управление их работой. Такой подход позволяет выполнять:

- испытания как элементов АТС, так и системы управления дизелем;
- параллельное проектирование АТС и системы управления создаваемого двигателя;
- начальное формирование поверхностей управления перед моторными испытаниями АТС.

Программное обеспечение блока управления 8 дает возможность изменять управляющие параметры, влияющие на топливоподачу, непосредственно во время исследований на экспериментальной установке для полноразмерных испытаний АТС.

Для имитации работы АТС с электронным управлением в составе двигателя по сигналам, идущим от задатчика мощности 15 (см. рис. 8), необходимо настроить базовые алгоритмы управления, относящиеся к управлению ЭГФ. В этом случае при изменении положения задатчика мощности система управления сама изменяет управляющие параметры, влияющие на ра-

боту форсунок, в соответствии с заложенными в электронный блок алгоритмами управления.

Основные поверхности управления транспортным дизелем и последовательность (задана стрелками) их формирования при испытании АТС показаны на рис. 9.

Базовой служит поверхность (рис. 9, а), образованная скоростными или нагрузочными ха-

рактеристиками дизеля, полученными при определенном положении $\varphi_{уп}$ задатчика мощности.

В соответствии с $\varphi_{уп}$ для каждого режима работы двигателя ставится в соответствие значение цикловой подачи топлива $Q_{ц}$. Однако при разработке АТС для нового двигателя требуется установить зависимость параметров впрыскивания ($\varphi_{о.вп}$, $Q_{ц}$, $p_{ак}$) от скоростного и нагрузочного

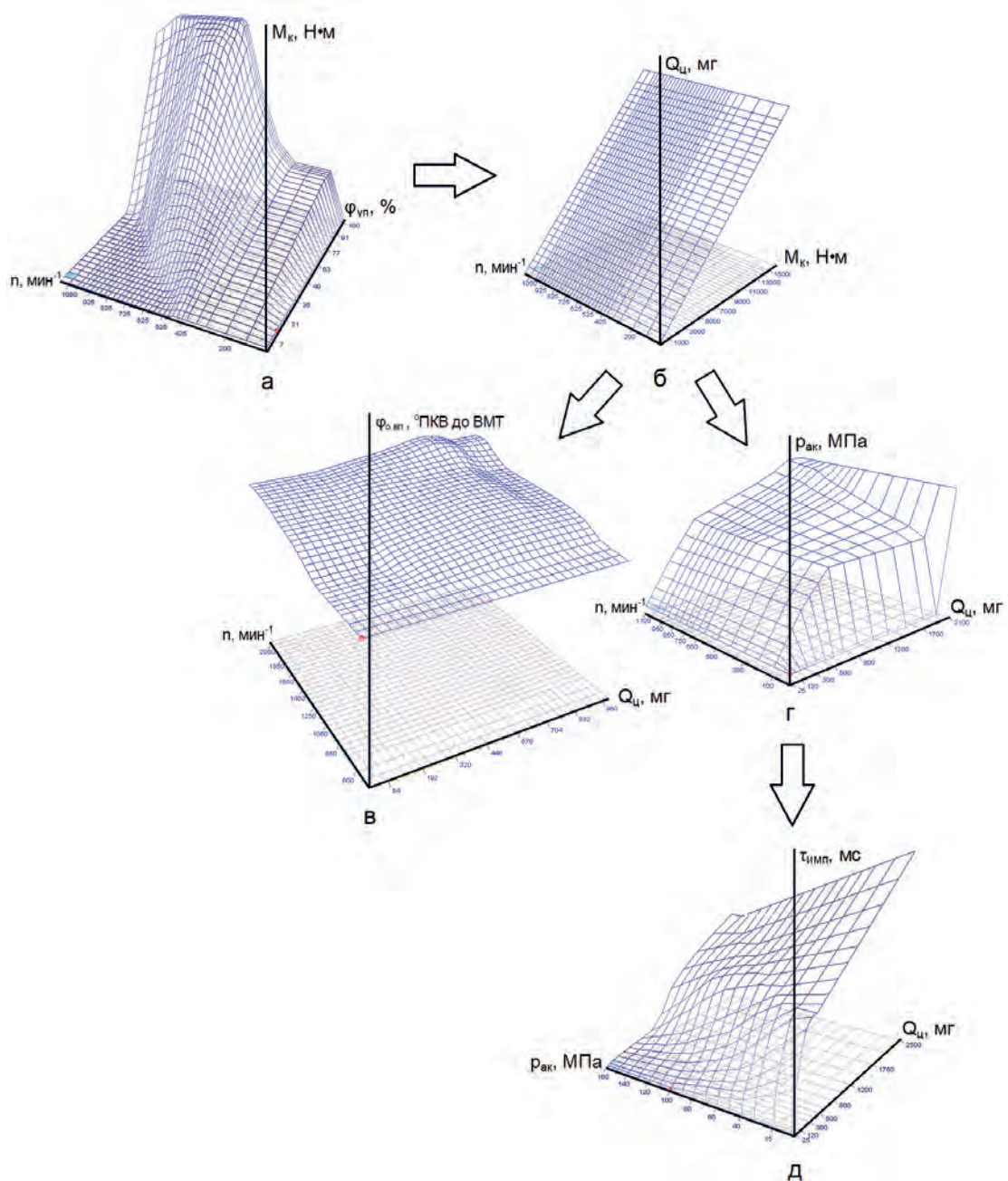


Рис. 9. Пример отображения основных поверхностей управления транспортным дизелем, формируемых при испытании АТС:

n — частота вращения коленчатого вала дизеля; $\varphi_{уп}$ — положение задатчика мощности; M_k — эффективный крутящий момент; $\tau_{имп}$ — длительность управляющего импульса; $Q_{ц}$ — цикловая подача топлива; $p_{ак}$ — давление в топливном аккумуляторе; $\varphi_{о.вп}$ — угол опережения впрыскивания топлива

режимов дизеля (рис. 9, б–г). Подобные зависимости могут быть получены предварительно с применением одноцилиндровой моторной установки (см. рис. 6), входящей в состав ИКТС, на которой монтируют один цилиндр разрабатываемого дизеля. При отсутствии возможности применения одноцилиндровой моторной установки (дизель находится в начальной стадии проектирования) требуемую поверхность (см. рис. 9, б) строят по результатам расчетных исследований рабочего процесса (см. рис. 2, этап 5).

По результатам расчетных или экспериментальных исследований рабочего процесса (см. рис. 2, этапы 5 и 6) подбирают значения угла опережения впрыскивания $\phi_{\text{овп}}$ и давления в топливном аккумуляторе $p_{\text{ак}}$.

На основе исследований ЭГФ, проведенных на установке для поэлементных испытаний топливной аппаратуры, определяют зависимости $Q_{\text{ц}}$ от длительности управляющего импульса $\tau_{\text{имп}}$ и $p_{\text{ак}}$ (рис. 9, д).

Сведения о полученных базовых поверхностях управления транспортным дизелем (см. рис. 9) закладываются в блок управления испытываемого двигателя с разрабатываемой

АТС для проведения моторных испытаний (см. рис. 2, этап 7). В ходе испытаний поверхности корректируют для обеспечения требуемых экономических и экологических показателей дизеля при заданном уровне форсированности.

Поскольку кроме импульса $\tau_{\text{имп}}$ и $p_{\text{ак}}$ при доводке двигателя подбирают число впрыскиваний, их продолжительность и длительность интервалов между ними (рис. 10), в системе управления предусмотрено задание параметров двух предварительных, основного и двух последующих управляющих импульсов.

На третьем этапе (см. рис. 7) работу системы управления проверяют на дизеле и калибруют систему. В зависимости от степени готовности конструкции двигателя, топливной системы и системы управления эти испытания можно проводить последовательно в соответствии с этапами 6 и 7, представленными на рис. 2.

Для сокращения времени расчетного исследования и повышения эффективности применения математических моделей уровень детализации рабочих процессов дизеля и его ТС можно менять в зависимости от этапа (см. рис. 1, 2, 7) и цели эксперимента.

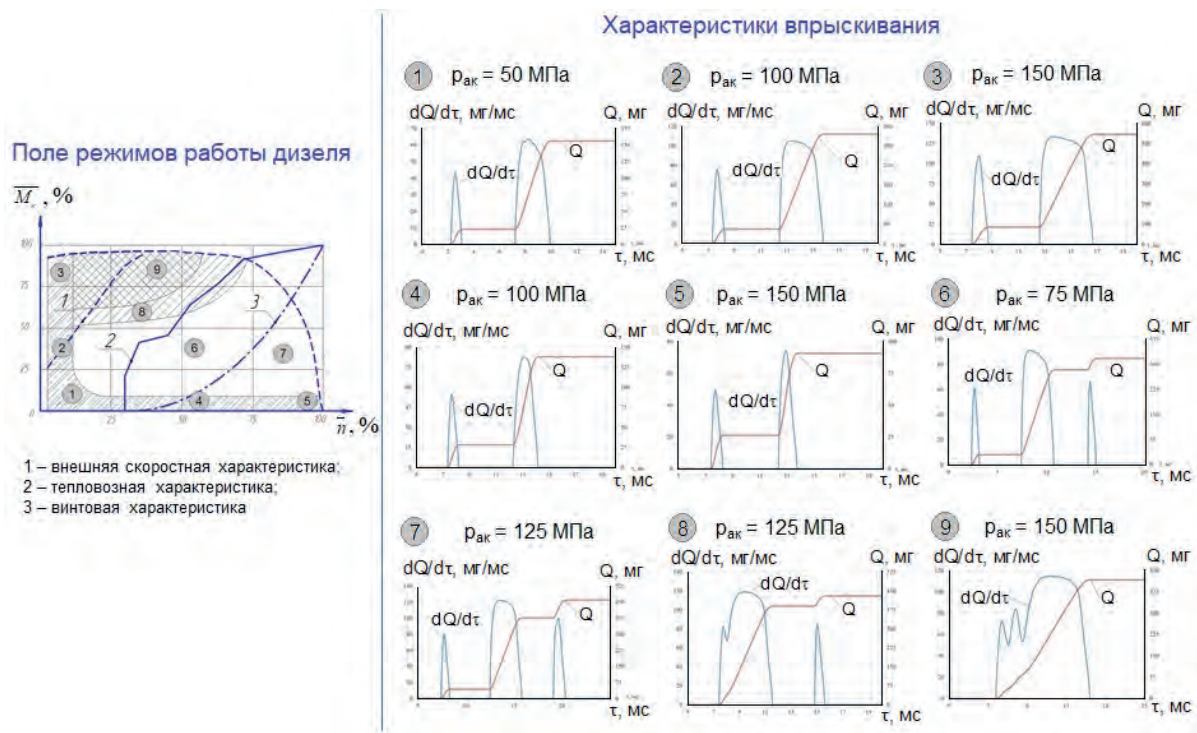


Рис. 10. Пример отображения определенных с помощью ИКТС характеристик впрыскивания, соответствующих полю режимов транспортного дизеля:

$\bar{M}_k$ — относительный крутящий момент; $\bar{n}$ — относительная частота вращения коленчатого вала дизеля; dQ/dt , Q — дифференциальная и интегральная характеристики впрыскивания

Таблица 2

**Направления совершенствования рабочего процесса дизеля и методы их достижения
с применением ИКТС**

Направления совершенствования	Методы достижения
Улучшение смесеобразования и сгорания. Снижение количества дисперсных частиц, оксида углерода и углеводородов, образующихся в результате рабочего цикла	• повышение давления впрыскивания; • управление углом опережения впрыскивания; • дробное впрыскивание основной порции топлива; • повышение давления наддува; • учет режима работы соплового аппарата распылителя и подбор параметров его конструкции: количества распыливающих отверстий, их расположения относительно запирающего конуса иглы распылителя (уменьшение подыгольного объема), геометрии распыливающих отверстий и их ориентации относительно оси камеры сгорания)
Снижение количества дисперсных частиц в результате нейтрализации отработавших газов	• впрыскивание последующей порции топлива
Снижение количества NO_x и шума от рабочего процесса	• управление углом опережения впрыскивания; • впрыскивание предварительной порции топлива; • управление формой переднего фронта характеристики впрыскивания; • повышение давления наддува; • применение цикла Миллера; • рециркуляция ОГ (степень рециркуляции и температура рециркулируемых ОГ)
Снижение количества NO_x в результате нейтрализации отработавших газов	• впрыскивание последующей порции топлива; • поддержание требуемой температуры ОГ
Повышение удельных мощностных показателей	• увеличение номинальной частоты вращения коленчатого вала (увеличение скорости смесеобразования повышением давлений впрыскивания и наддува); • уменьшение механических потерь снижением затрат мощности на топливоподачу рациональным выбором конструкции ТС и режимов ее работы; • поддержание требуемого уровня механических и тепловых нагрузок на детали двигателя управлением: углом опережения впрыскивания, предварительным впрыскиванием и передним фронтом характеристики впрыскивания
Повышение точности управления дизелем	• учет влияния волновых явлений в линии высокого давления аккумуляторной топливной системы при многократном впрыскивании; • выбор метода управления и конструкции электрогидравлической форсунки для формирования переднего фронта характеристики впрыскивания; • повышение быстродействия привода электрогидравлической форсунки
Применение альтернативных топлив	• применение кислородосодержащих топлив: спиртов, масел растительного происхождения и эфиров на их основе; • топливоподача смесевых топлив и эмульсий; • минимизации запальной порции дизельного топлива при работе двигателя по газодизельному циклу

На этапах 2, 3 и 5 (см. рис. 1 и 2) применяют базовые модели моделирующей составляющей ИКТС, описывающие физические (для АТС) и физико-химические (для дизеля) процессы. Эти модели основаны на описании законов сохранения энергии, массы и импульса движения. При необходимости уточнения таких моделей и повышения их точности проводят дополнительные эксперименты на этапах 1 (для АТС, см. рис. 1) и 4 (для дизеля совместно с АТС, см. рис. 2) с применением исследовательских стендов созданного интегрированного комплекса.

Наибольшую скорость расчета демонстрируют эмпирические модели, основанные на математических зависимостях (функциях) показателей дизеля и его топливной системы от определенного набора исходных данных. Такие модели применяют на этапе отладки системы управления дизелем (см. рис. 7, этап 1) или при поиске наилучшего сочетания параметров дизеля и топливной системы на этапах 2, 3 и 5 (см. рис. 1 и 2).

Эмпирические модели формируются на этапах 1 и 4 (см. рис. 1 и 2) на основе проведения экспериментальных исследований на стендах

ИКТС или расчетов с применением более сложных моделей, описывающих физико-химические процессы.

Основные направления совершенствования рабочего процесса дизеля и методы их достижения, для исследования которых предназначен разработанный интегрированный комплекс, представлены в табл. 2.

Выводы

1. Создан интегрированный расчетно-экспериментальный комплекс ИКТС для совместного исследования и адаптации рабочих процессов дизелей и их топливных систем. Структура комплекса позволяет реализовать выбор возможного технического решения топливной системы из предлагаемых проведением расчетного исследования, его экспериментальную проверку и оценку эффективности использования для улучшения показателей рабочего процесса дизеля.

2. Предложенные этапы разработки аккумуляторных топливных систем с применением ИКТС способствуют сокращению сроков подготовки конечного продукта и запуска его в серийное производство.

Литература

- [1] Mischler R., Flynn P. Diesel engine development for low emissions at GE transportation. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 239, 8 p.
- [2] Behr T., Kahi M., Reichl A., Hubacher M. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel engines. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 134, 12 p.
- [3] Fiedler M., Hugo F., Peter B. Experimental experience gained with a long-stroke medium-speed diesel research engine using two stage turbo charging and extreme Miller cycle. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 253, 8 p.
- [4] Jacoby P., Xu H., Wang D. VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 116, 12 p.
- [5] Schlemmer-Kelling U. The environment friendly medium speed engine. *CIMAC Congress 2007*, 2007, paper no. 32, 10 p.
- [6] Ерохов В.И. Система рециркуляции отработавших газов современных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2013, № 4 (34), с. 36–42.
- [7] Millo F., Bernardi M.G., Servetto E., Delneri D. Computational analysis of different EGR systems combined with Miller cycle concept for a medium speed marine diesel engine. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 74, 14 p.
- [8] Wik C. Tier III technology development and its influence on ship installation and operation. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 159, 11 p.
- [9] Хачиян А.С., Синявский В.В. *Дизели современных легковых автомобилей. Особенности рабочих процессов и систем*. Москва, Техполиграфцентр, 2009, 128 с.
- [10] Minoru T., Yamanishi D., Maeda K. Development of DPF [diesel particulate filter] with a regenerator for marine diesel engines. *CIMAC Congress 2013*, 2013, paper no. 255, 10 p.
- [11] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2013, 292 с.

- [12] Кузнецов А.Г. *Разработка методов и средств повышения эффективности работы дизелей на динамических режимах*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2010, 281 с.
- [13] Рыжов В.А. *Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018, 328 с.
- [14] Фурман В.В. *Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2016, 321 с.
- [15] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y. et al. Pressure oscillations as a factor affecting the management of the fuel injection process in the combustion chamber of a diesel engine. *2019 Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications. Proceedings Paper*, 2019, art. ID 8706808. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706808
- [16] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [17] Jia Tao-Ming, Li Guo-Xiu, Yu Yu-Song, X Yang-Jie. Effects of ultra-high injection pressure on penetration characteristics of diesel spray and a two-mode leading edge shock wave. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 126–133.
- [18] Дунин А.Ю. Результаты экспериментального исследования влияния на показатели рабочего цикла дизеля давления впрыскивания до 300 МПа. *Автомобильная промышленность*, 2018, № 1, с. 5–7.
- [19] Vera-Tudela W., Haefeli R., Barro C., Schneider B., Boulouchos K. An experimental study of a very high-pressure diesel injector (up to 5000 bar) by means of optical diagnostics. *Fuel*, 2020, vol. 275, art. ID 117933.
- [20] Leonhard R., Parche M., Alvarez-Avila C. et al. Pressure-amplified common rail system for commercial vehicles. *MTZ Worldwide*, 2009, vol. 70, no. 5, pp. 10–15.
- [21] Wiartalla A., Ruhkamp L., Koerfer T. et al. Future emission demands for ship and locomotive engines — challenges, concepts and synergies from HD-applications. *CIMAC Congress 2010*, 2010, paper no. 174, 10 p.
- [22] Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Мальчук В.И. и др. Новые возможности совершенствования процесса подачи топлива аккумуляторной топливной системой. *Тракторы и сельхозмашины*, 2017, № 10, с. 13–19.
- [23] Мальчук В.И. *Топливоподача и зональное смесеобразование в дизелях*. Москва, МАДИ, 2009, 176 с.

Сведения об авторах

Дунин Андрей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). E-mail: a.u.dunin@yandex.ru

Шатров Михаил Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Голубков Леонид Николаевич — доктор технических наук, профессор Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Трофименко Юрий Васильевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техносферная безопасность» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В. Применение интегрированного расчетно-экспериментального комплекса для разработки и доводки рабочих процессов дизеля с аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 32–44.

Please cite this article in English as:

Dunin A.Yu., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Trofimenko Yu.V. Application of an Integrated Computational and Experimental Complex for the Development and Improvement of Working Processes of a Diesel Engine with a Common Rail Fuel System. *Engines construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 32–44. (In Russ.).

УДК 621.43.047.3

Исследование структурного шума дизеля с использованием современных технологий

А.Л. Яковенко, М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, Г.Г. Тер-Мкртчян, А.А. Предеин

Московский автомобильно-дорожный
государственный технический университет (МАДИ)

Study of Diesel Structure-Borne Noise by Means of Modern Technologies

A.L. Yakovenko, M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, G.G. Ter-Mkrtychyan, A.A. Predein

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)

Аннотация. Применение современных информационных технологий для моделирования шума двигателя внутреннего сгорания позволяет повысить качество работ по исследованию и снижению шума и вибраций двигателя. В статье рассмотрена методика моделирования структурного шума дизеля от рабочего процесса в комплексе AVL EXCITE. Выполнен расчет звуковой мощности дизеля 4ЧН 11/12,5 по внешней скоростной характеристике. Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными показало, что в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1400...2400 мин⁻¹ отличие данных, полученных в AVL EXCITE, от экспериментальных составляет 0,7...2,0 дБ. Выполнена оценка вклада отдельных поверхностей корпусных деталей в общий уровень звуковой мощности дизеля и установлено, что наибольший вклад вносит блок-картер. Применение комплекса AVL EXCITE способствовало повышению точности расчетов структурного шума дизеля 4ЧН 11/12,5 и позволило получить данные о колебательных характеристиках его корпусных деталей для формирования предложений по снижению шума.

Ключевые слова: структурный шум, шум от рабочего процесса, дизель, AVL EXCITE

Abstract. Modern information technologies in the field of the internal combustion engine noise modeling make it possible to increase the efficiency of research and reduce its noise. The article describes a method for modeling the structure-borne noise of the engine from the working process using the AVL EXCITE complex. The steps of calculating the noise of a 4-cylinder diesel engine from the working process according to the full-load characteristic are considered. The sound field of a diesel engine in different operation modes is investigated. The difference between the results of the sound power calculating according to the full-load characteristic in the AVL EXCITE complex and the experimental data was 0.7...2.0 dB. The contributions of individual external surfaces of diesel body parts to the overall level of its sound power are calculated. It is established that the cylinder block makes the greatest contribution. The use of the AVL EXCITE complex allowed to improving the accuracy of calculations of the structural noise of the 4-cylinder diesel engine and obtaining data on the vibration characteristics of its body parts for the formation of noise reduction proposals.

Keywords: structure-borne noise, noise from working process, diesel, AVL EXCITE

Введение

Шум двигателя внутреннего сгорания является его важной экологической характеристикой. Классификация источников шума ДВС неоднократно рассматривалась в научных работах, например, [1–7]. Было установлено, что наиболее сложным для моделирования и снижения является структурный шум двигателя, среди

основных источников которого выделяются рабочий процесс и перекладки поршней. В [1, 4–11] показано, что рабочий процесс является главным источником структурного шума дизеля. Способ организации рабочего процесса (форма камеры сгорания, управление процессом топливоподачи, вид используемого топлива и другие факторы) оказывают значительное

влияние на структурный шум дизеля [12–17]. Для моделирования данного вида шума применяют различные методики, различающиеся сложностью физического моделирования конструкции и рабочего процесса двигателя, а также процесса шумоизлучения.

В настоящее время благодаря развитию информационных технологий появились новые возможности для моделирования структурного шума двигателя с учетом его реальной конструкции без использования упрощенных моделей. Такой подход позволяет оценить вклад отдельных корпусных деталей в образование структурного шума, что дает возможность сформировать предложения по изменению их конструкции и проверить результаты данных изменений. Также можно исследовать влияние параметров рабочего процесса на структурный шум дизеля при неизменной конструкции его корпусных деталей.

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ в учебный процесс и научно-исследовательскую работу активно внедряется программный комплекс AVL EXCITE, позволяющий выполнять расчеты колебаний и шума двигателя внутреннего сгорания. Применение данного комплекса дает возможность узнать подробную информацию о звуковом поле двигателя на разных режимах его работы. Получить эту информацию расчетным путем ранее было затруднительно.

Моделирование структурного шума в комплексе AVL EXCITE

Комплекс AVL EXCITE является объектно-ориентированным программным комплексом и применяется на этапе детальной проработки конструкции двигателя внутреннего сгорания и его рабочего процесса.

При моделировании шума и вибраций двигателя в комплексе AVL EXCITE требуется большое количество исходных данных о конструкции отдельных элементов двигателя, также необходимо сформировать конечно-элементные модели его корпусных деталей. Силовые факторы, вызывающие колебания наружных поверхностей двигателя, задаются в виде индикаторных диаграмм, результатов расчета перекадки поршня в модуле EXCITE Piston&Rings и другими способами.

В результате практического использования программного комплекса AVL EXCITE сформиро-

вана технология расчета звукового поля двигателя внутреннего сгорания, которая включает в себя следующие этапы.

1. Разработка расчетной модели двигателя в модуле EXCITE Power Unit с использованием конечно-элементных моделей корпусных деталей двигателя.

2. Задание силовых факторов, вызывающих колебания наружных поверхностей корпусных деталей двигателя.

3. Расчет распределения виброскоростей по поверхности двигателя.

4. Разработка расчетной модели двигателя в модуле EXCITE Acoustics, используя полученные ранее результаты как граничные условия.

5. Расчет звукового поля двигателя.

Разработку расчетной модели двигателя в модуле EXCITE Power Unit начинают с формирования его структурной модели (рис. 1), элементы которой выбирают из базы стандартных компонентов. После этого между ними устанавливают связи. На следующем этапе задают параметры отдельных элементов.

В качестве силового фактора могут быть заданы газовая сила в виде индикаторной диаграммы, результаты расчетов перекадок поршней и механизма газораспределения. После этого рассчитывают силы, действующие на детали двигателя.

После задания граничных условий в модуле EXCITE Power Unit выполняют расчет, результатами которого являются формы и частоты колебаний корпусных деталей двигателя, скорости колебаний наружных поверхностей, спектры и общие уровни звуковой мощности и акустический баланс поверхностей-излучателей.

На следующем этапе расчета для определения параметров звукового поля двигателя применяют модуль EXCITE Acoustics — инструмент для вычисления звукового излучения в свободном поле от колеблющихся поверхностей. Исходными данными для расчета служат конечно-элементная модель двигателя и результаты расчета скорости колебания поверхностей, полученные в модуле EXCITE Power Unit. Конечно-элементная модель двигателя необходима для формирования акустической сетки и последующих расчетов с использованием волнового метода Трефтца.

Для определения поля звукового давления дополнительно задают плоскость или сферу, на поверхности которых требуется провести расчет.

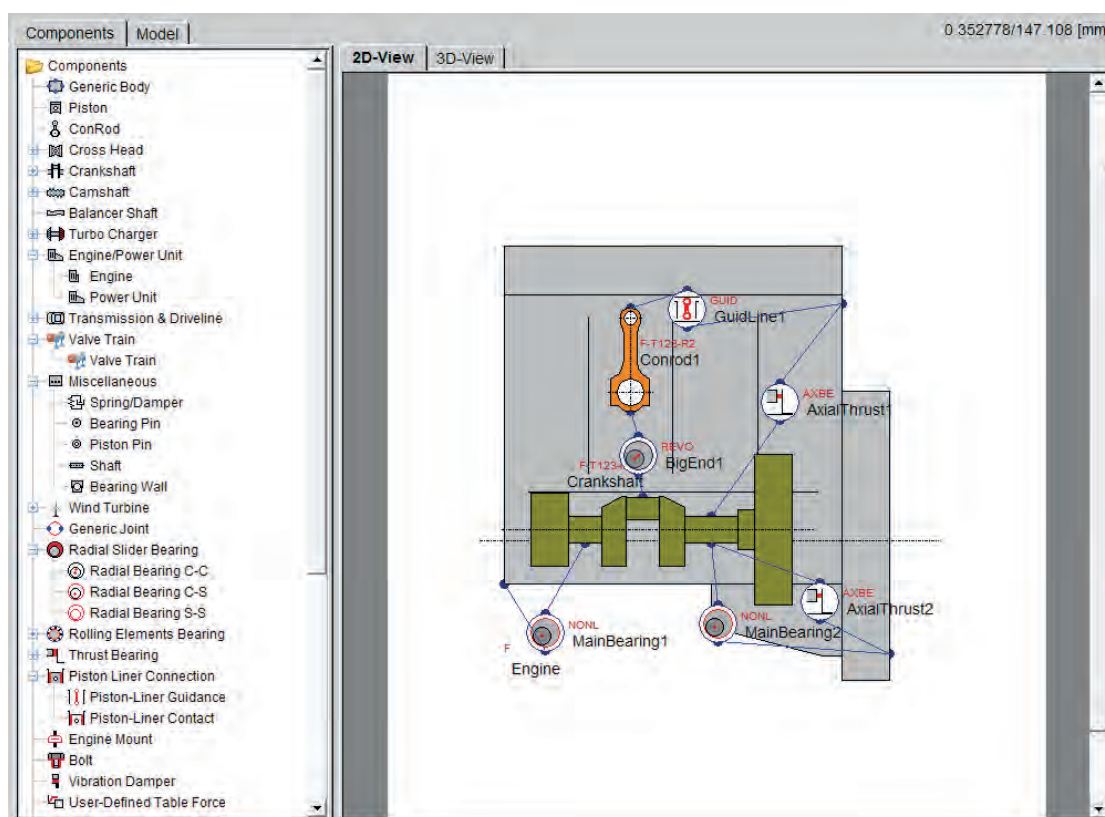


Рис. 1. Структурная модель двигателя в модуле EXCITE Power Unit

Результатом расчетов в модуле EXCITE Acoustics являются спектры и общие уровни звукового давления в точках установки виртуальных микрофонов на измерительной поверхности, а также распределение уровня звукового давления на измерительной поверхности для заданной частоты.

Результаты расчета структурного шума от рабочего процесса дизеля 4ЧН 11/12,5 по внешней скоростной характеристике

С использованием представленной технологии был выполнен расчет шума по внешней скоростной характеристике (BCX) 4-цилиндрового дизеля с наддувом 4ЧН 11/12,5 (рабочий объем $iV_h = 4,75$ л, номинальная мощность $N_{e,ном} = 102$ кВт при частоте вращения $n_{ном} = 2400$ мин⁻¹, максимальный крутящий момент $M_{к,макс} = 422$ Н·м при частоте вращения $n_{Ммакс} = 1500$ мин⁻¹).

Программа исследования включала в себя:

- расчет виброскоростей поверхностей корпусных деталей двигателя, результаты которого служат граничными условиями для акустических расчетов;

- расчет спектров и общих уровней звукового давления в точках звукового поля;

- расчет спектров и общих уровней звуковой мощности дизеля;

- определение вклада поверхностей корпусных деталей в общий уровень звуковой мощности дизеля.

Для решения поставленных задач на первом этапе в модуле EXCITE Power Unit была построена структурная модель дизеля 4ЧН 11/12,5 (рис. 2). Модели корпусных деталей были разработаны в комплексе трехмерного моделирования T-Flex CAD 3D (рис. 3). Параметры остальных элементов расчетной модели были заданы в модуле EXCITE Power Unit.

На следующем этапе был проведен модальный анализ корпусных деталей в исследуемом диапазоне частот 1...4000 Гц и сформирована узловая расчетная модель (рис. 4).

В качестве силового фактора, возбуждающего колебания наружных поверхностей двигателя, были заданы индикаторные диаграммы для соответствующих частот вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике дизеля.

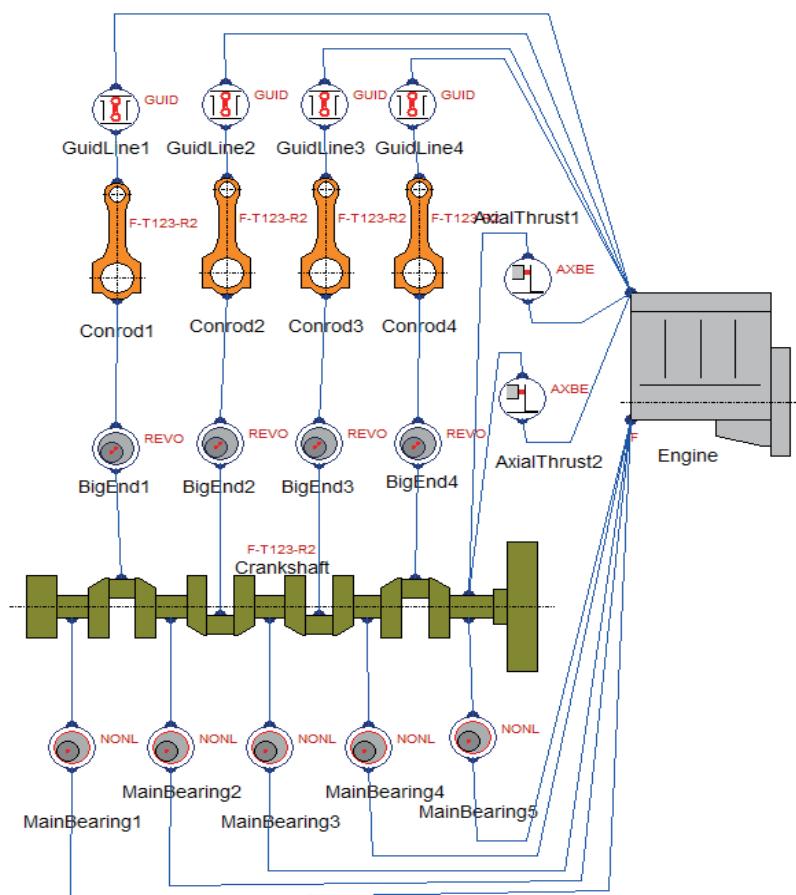


Рис. 2. Структурная модель дизеля 4ЧН 11/12,5 в модуле EXCITE Power Unit

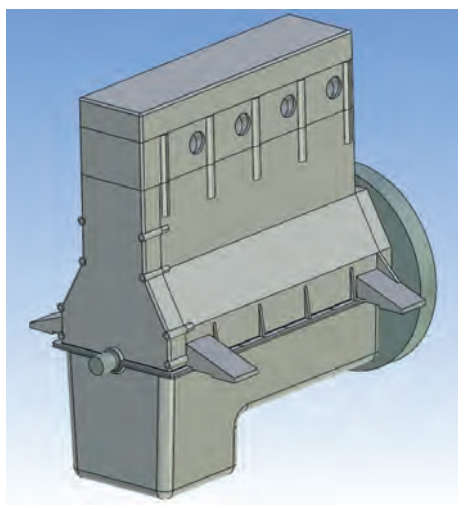


Рис. 3. Трехмерная сборочная модель корпусных деталей и коленчатого вала дизеля 4ЧН 11/12,5

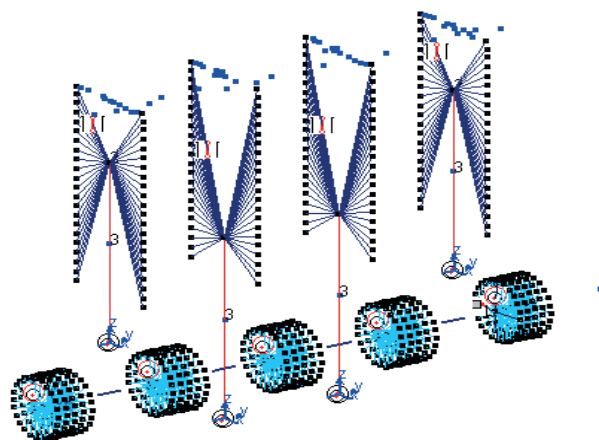


Рис. 4. Подготовленная для расчетов узловая модель дизеля 4ЧН 11/12,5

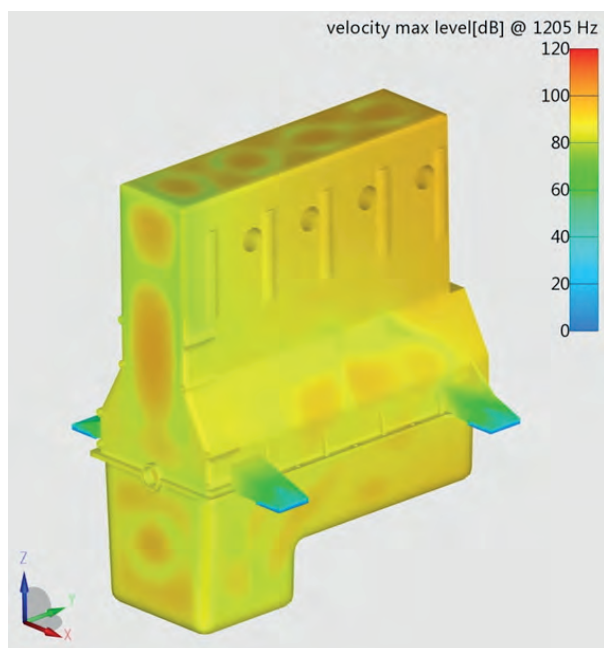


Рис. 5. Распределение виброскоростей наружных поверхностей дизеля 4ЧН 11/12,5 на частоте $f = 1205$ Гц при $n = 2400$ мин⁻¹

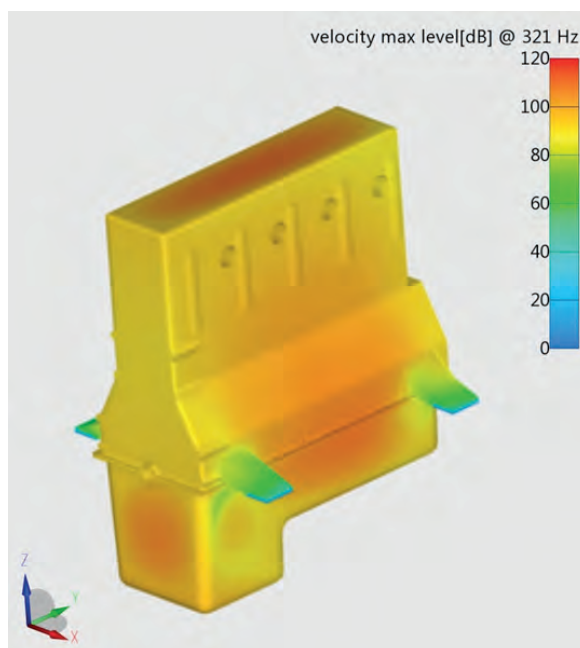


Рис. 6. Распределение виброскоростей наружных поверхностей дизеля 4ЧН 11/12,5 на частоте $f = 321$ Гц при $n = 2400$ мин⁻¹

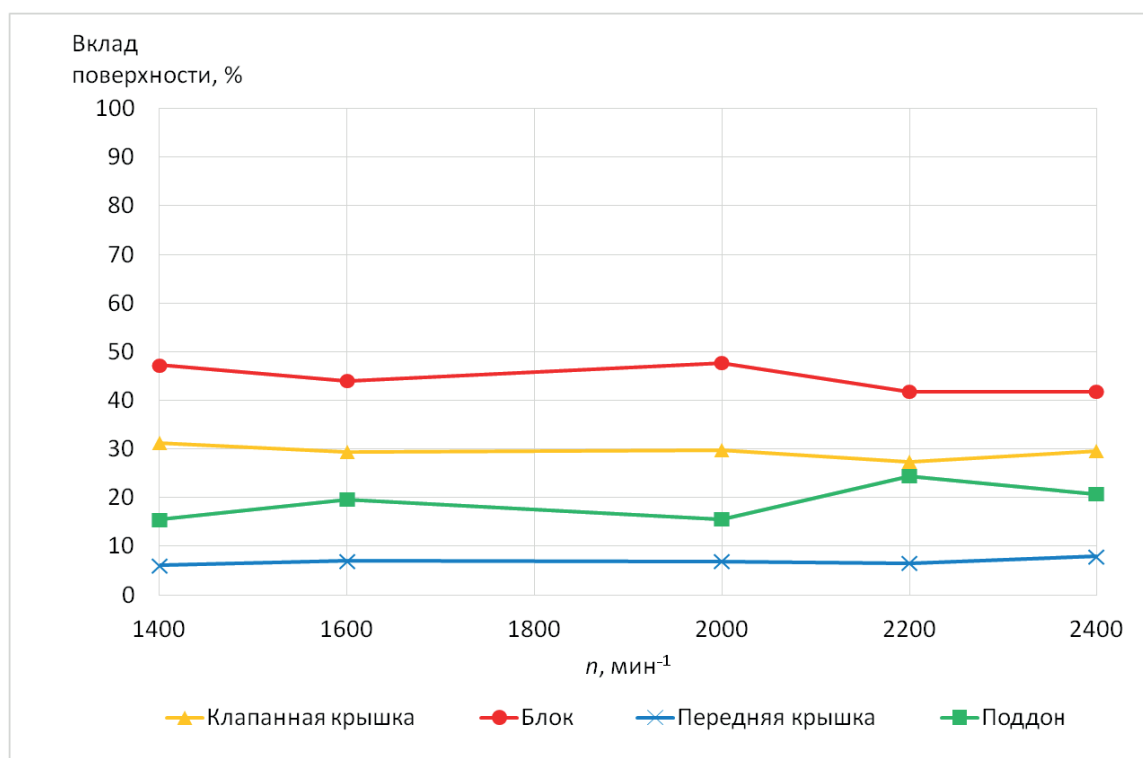


Рис. 7. Вклады поверхностей корпусных деталей в суммарный уровень звуковой мощности дизеля 4ЧН 11/12,5 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

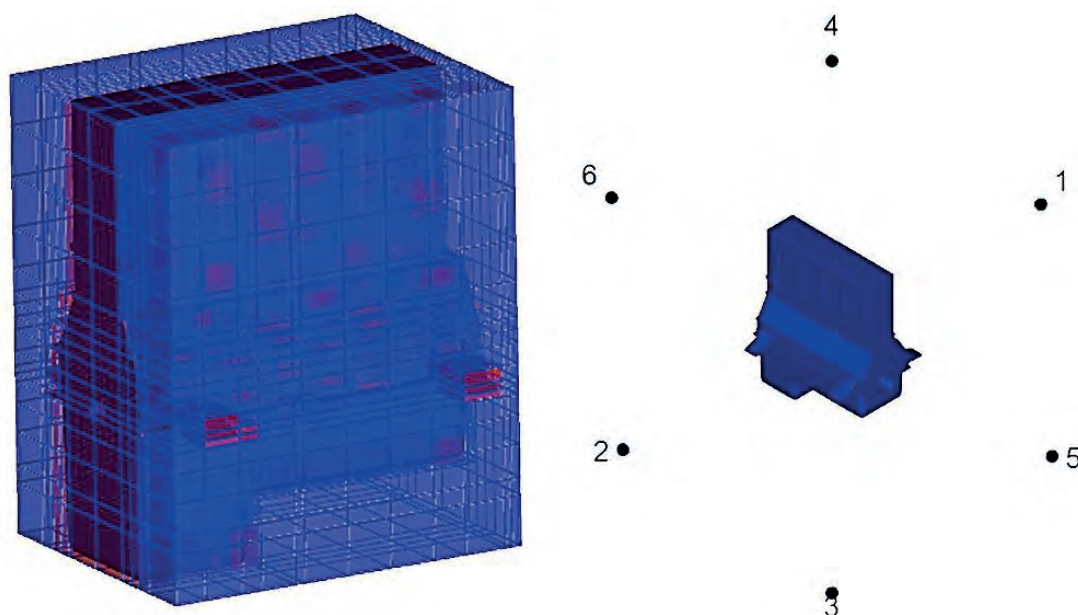


Рис. 8. Расчетная модель дизеля 4ЧН 11/12,5 в модуле AVL EXCITE Acoustics

В модуле EXCITE Power Unit были проведены расчеты скоростей колебаний наружных поверхностей двигателя по ВСХ (рис. 5, 6). Также выполнены расчеты вклада отдельных поверхностей в общий уровень звуковой мощности, излучаемой дизелем 4ЧН 11/12,5 (рис. 7).

На следующем этапе в модуле EXCITE Acoustics была сформирована расчетная модель дизеля для исследования его звукового поля (рис. 8) и измерения звукового давления в ряде стандартных точек установки виртуальных микрофонов на измерительной поверхности и выполнен расчет указанных акустических параметров по ВСХ.

Анализ результатов расчета

Анализ результатов расчета виброскоростей поверхностей корпусных деталей дизеля 4ЧН 11/12,5 в диапазоне частот вращения $1400 \dots 2400 \text{ мин}^{-1}$ (см. рис. 5–7) показал, что наиболее активно колеблются поверхности блока-картера, клапанной крышки и поддона. Анализ спектров звуковой мощности позволил установить, что основная ее доля сосредоточена в диапазоне частот $140 \dots 2000 \text{ Гц}$. На рис. 7 видно, что вклад поверхности блока-картера ($42 \dots 48 \%$) превосходит вклад остальных поверхностей на всех исследуемых частотах вращения коленчатого вала по ВСХ. Поверхность крышки привода механизма газораспределения излучает

$6 \dots 8 \%$ звуковой мощности и является наименее активным излучателем.

Примеры результатов расчета спектров звукового давления показаны на рис. 9 и 10.

Для режима 2400 мин^{-1} максимальные значения уровня звукового давления наблюдаются в точках 1, 2 и 5 (слева, справа и сзади двигателя: $87,9$; $88,3$ и $90,5 \text{ дБА}$, соответственно). По спектрам наибольшие уровни звукового давления для всех микрофонов находятся в диапазоне частот $200 \dots 2500 \text{ Гц}$.

Примеры сопоставления результатов расчета колебаний наружных поверхностей и звукового поля дизеля 4ЧН 11/12,5 показаны на рис. 11 и 12.

Анализ результатов расчета звукового поля и распределения уровня виброскоростей двигателя 4ЧН 11/12,5 позволил установить, что наибольший вклад в уровень акустического излучения вносят боковые поверхности блока-картера во всем диапазоне частот вращения.

Полученные расчетные результаты были сопоставлены с экспериментальными данными (рис. 13) и результатами расчета в программном комплексе «Акустика ДВС» [4, 5].

В связи с отсутствием данных о структурном шуме от переключений поршня, рассчитанных в комплексе AVL EXCITE, для вычисления суммарных уровней звуковой мощности дизеля использовались результаты расчетов в комплексе «Акустика ДВС». Расхождение результатов расчетов

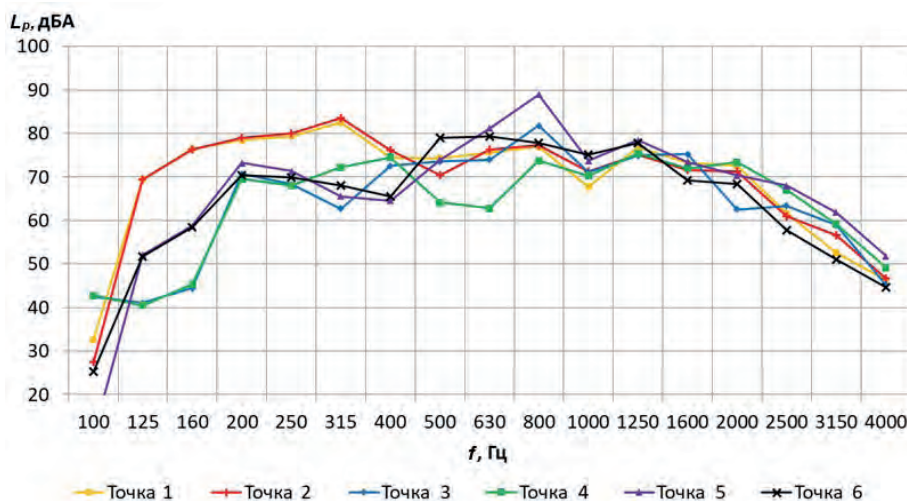


Рис. 9. 1/3-октавные спектры звукового давления в точках установки виртуальных микрофонов при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$

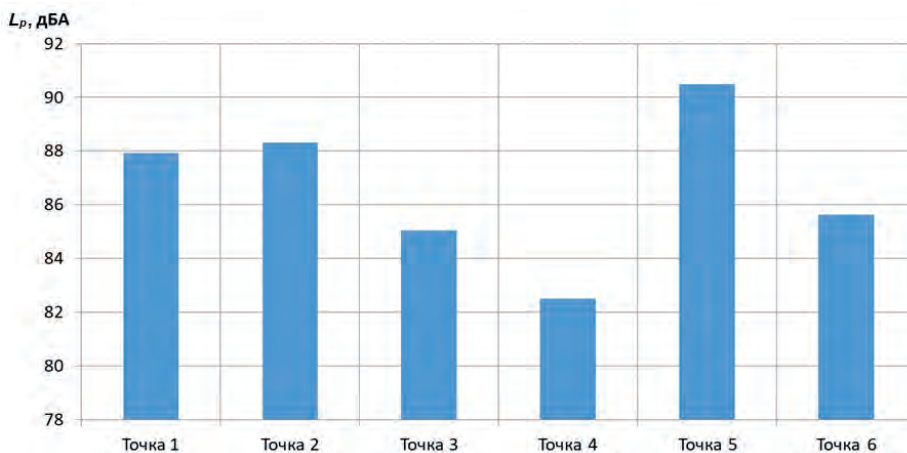


Рис. 10. Общие уровни звукового давления в точках установки виртуальных микрофонов при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$

в комплексе AVL EXCITE с экспериментальными значениями в диапазоне $1400 \dots 2400 \text{ мин}^{-1}$ составило $0,7 \dots 2,0 \text{ дБ}$. При этом отклонение расчетов в комплексе «Акустика ДВС» составило от $2,6$ до $3,2 \text{ дБ}$.

Выводы

1. Разработана технология расчета структурного шума ДВС с использованием комплекса AVL EXCITE.

2. Выполнен расчет скоростей колебаний наружных поверхностей корпусных деталей дизеля 4ЧН 11/12,5 по внешней скоростной характеристике, который показал, что наибольшие скорости колебаний соответствуют блоку-картеру.

3. Выполнен расчет звукового поля дизеля 4ЧН 11/12,5 от рабочего процесса по внешней скоростной характеристике. Для режима 2400 мин^{-1} максимальные значения уровня звукового давления наблюдаются в точках 1, 2 и 5 (слева, справа и сзади двигателя): $87,9$; $88,3$ и $90,5 \text{ дБА}$ соответственно). По спектрам наибольшие уровни звукового давления для всех микрофонов находятся в диапазоне частот $200 \dots 2500 \text{ Гц}$.

4. Анализ вклада отдельных поверхностей в общий уровень излучаемой звуковой мощности показал, что вклад поверхности блока-картера ($42 \dots 48 \%$) превосходит вклад остальных поверхностей на всех исследуемых частотах вращения коленчатого вала по ВСХ. Поверхность

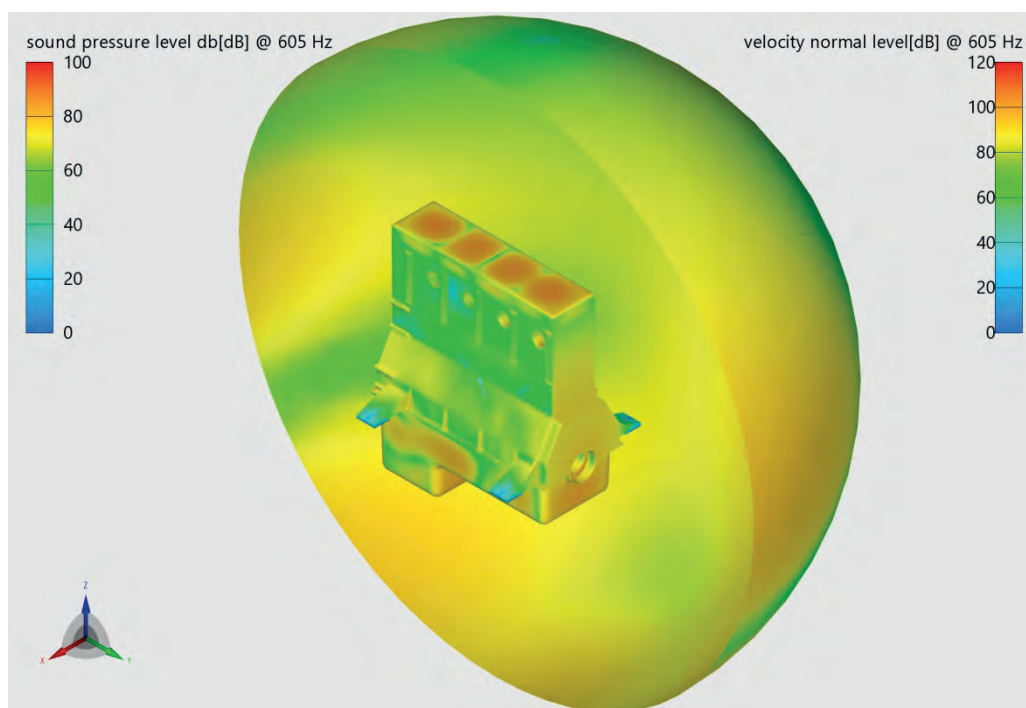


Рис. 11. Распределение виброскоростей и звуковое поле дизеля 4ЧН 11/12,5 на частоте $f = 605$ Гц при $n = 2000$ мин⁻¹

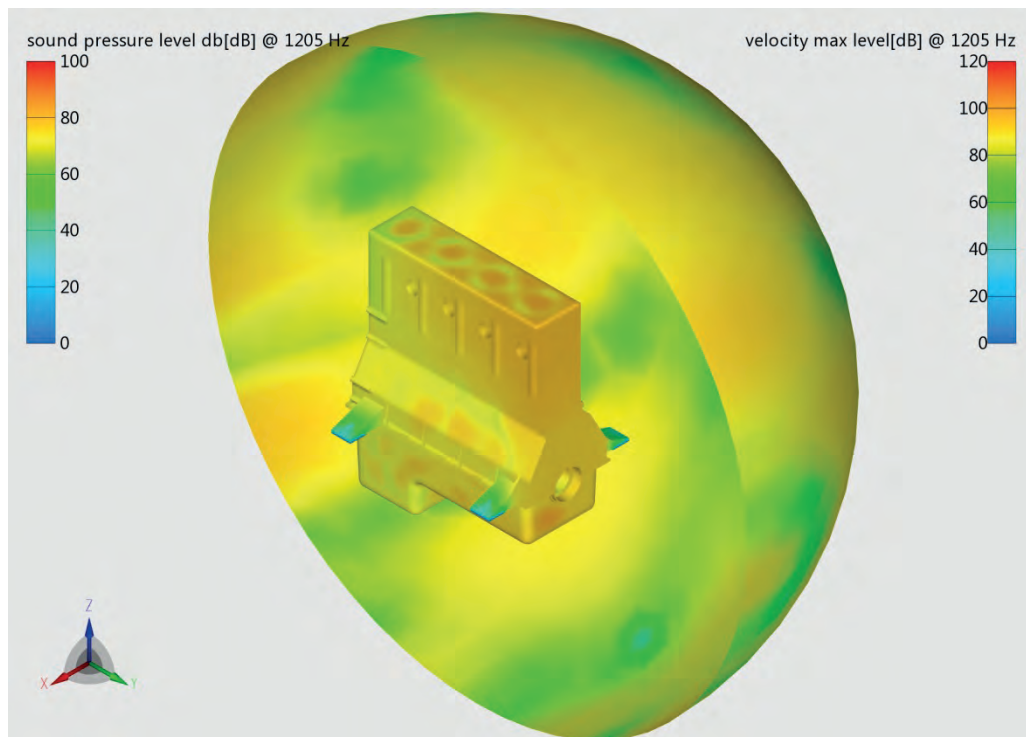


Рис. 12. Распределение виброскоростей и звуковое поле дизеля 4ЧН 11/12,5 на частоте $f = 1205$ Гц при $n = 2400$ мин⁻¹

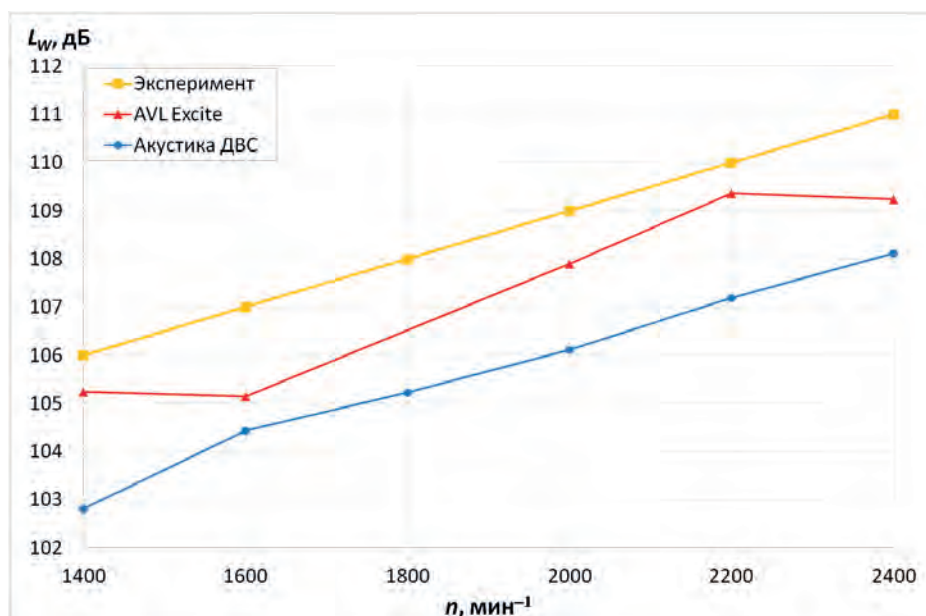


Рис. 13. Сравнение суммарных уровней звуковой мощности двигателя 4ЧН 11/12,5 при расчете и эксперименте

крышки привода механизма газораспределения является наименее активным излучателем.

5. Результаты расчета звуковой мощности дизеля 4ЧН 11/12,5 сопоставлены с результатами эксперимента и данными, полученными

в комплексе «Акустика ДВС». Полученное различие 0,7...2,0 дБ позволило сделать вывод, что применение комплекса AVL EXCITE повысило точность расчетов структурного шума дизеля 4ЧН 11/12,5.

Литература

- [1] Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Кричевская Т.Ю. *Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, МАДИ, 2014, 68 с.
- [2] Шатров М.Г., ред. *Двигатели автотракторной техники*. Москва, КНОРУС, 2016, 400 с.
- [3] Шатров М.Г., ред. *Автомобильные двигатели*. Москва, Академия, 2011, 464 с.
- [4] Яковенко А.Л. *Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2009, 144 с.
- [5] Шатров М.Г., Яковенко А.Л. Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства «ДВС». *Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета)*, 2009, № 1 (16), с. 10–18.
- [6] Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Алексеев И.В., Гадир Н. Методика моделирования структурного шума ДВС на неустановившихся режимах. *Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. Наземные транспортные системы*, 2014, № 3 (130), с. 60–65.
- [7] Yakovenko A.L., Shatrov M.G., Alekseev I.V. et al. Specificity of modeling of the structure-borne noise of the diesel engine from the working process in the acceleration mode. *2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems, WECONF 2021 — Conference Proceedings*, Saint-Petersburg, May 31 – June 4, 2021. St-Petersburg, 2021, art. 9470510. DOI: 10.1109/WECONF51603.2021.9470510
- [8] Чайнов Н.Д. Структурный шум и улучшение акустических характеристик транспортных энергоустановок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 1 (124), с. 120–128. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-1-120-128
- [9] Русинковский В.С. *Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2005, 183 с.

- [10] Казаков С.С., Предеин А.А., Глазков А.О., Яковенко А.Л. Сравнительный анализ методов исследования структурного шума двигателя внутреннего сгорания для разных уровней проектирования. *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*, 2021, № 3 (29).
- [11] Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Алексеев И.В. и др. Моделирование структурного шума дизеля на режиме разгона. 9-е Луканинские чтения. *Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф.* Москва, 29 января 2021 г. Москва, МАДИ, 2021, с. 490–499.
- [12] Яковенко А.Л., Глазков А.О., Кузнецов С.М. и др. Исследование влияния альтернативных топлив на уровень шума дизеля. 8-е Луканинские чтения. *Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф.* Москва, 31 января 2019 г. Москва, МАДИ, 2019, с. 167–177.
- [13] Iakovenko A.L., Dunin A.Yu., Dushkin P.V. et al. Research of the influence of alternative fuels on diesel engine noise level. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control*, DS ART 2019, Cholpon-Ata, November 1, 2019. Bristol, Institute of Physics Publishing, 2020, art. 012004. DOI: 10.1088/1757-899X/832/1/012004
- [14] Iakovenko A.L., Dunin A.Yu., Dushkin P.V. et al. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 14, art. 2689. DOI: 10.3390/en12142689
- [15] Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Yakovenko A.L., Dushkin P.V. Research of the injection pressure 2000 bar and more on diesel engine parameters. *International Journal of Applied Research*, 2015, vol. 10, no. 20, pp. 41098–41102.
- [16] Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Yakovenko A.L. Using simulation for development of the systems of automobile gas diesel engine and its operation control. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*, 2018, vol. 7, no. 2, pp. 288–295.
- [17] Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Method of conversion of high- and middle-speed diesel engines into gas diesel engines. *Facta Universitatis. Series: Mechanical Engineering*, 2017, vol. 15, no. 3, pp. 383–395.

Сведения об авторах

Яковенко Андрей Леонидович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). E-mail: iakovenko_home@mail.ru

Шатров Михаил Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Голубков Леонид Николаевич — доктор технических наук, профессор Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Тер-Мкртчян Георг Георгович — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Предеин Александр Александрович — аспирант Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Тер-Мкртчян Г.Г., Предеин А.А. Исследование структурного шума дизеля с использованием современных технологий. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 45–54.

Please cite this article in English as:

Yakovenko A.L., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Ter-Mkrtychyan G.G., Predein A.A. Study of Diesel Structure-Borne Noise by Means of Modern Technologies. *Engines construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 45–54. (In Russ.).

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей

УДК 532.5(075.8):621.16

Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии

М. Месбах, В.Г. Грибин, Т.В. Малышева

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Investigation of the Effect of End-Wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade

M. Mesbah, V.G. Gribin, T.V. Malysheva

National Research University "Moscow Power Engineering Institute"

Аннотация. Приведены результаты численного 3D-моделирования течения в сопловой решетке осевой турбины. На основе разработанной модели и методики расчета рассмотрена возможность повышения аэродинамической эффективности благодаря снижению интенсивности вторичных течений и, как следствие, возможность уменьшения потерь энергии. Для этого исследовано влияние на коэффициент кинетической энергии вторичных течений (ККЭВТ) размеров, местоположения и формы продольных ребер на торцевых стенках сопловой решетки С-90-22А, разработанной на кафедре паровых и газовых турбин НИУ «МЭИ». Проведено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными. Полученные результаты показали, что для снижения потерь высота ребер не должна превышать толщину пограничного слоя на рассматриваемых обтекаемых поверхностях. Применение прямоугольных ребер высотой 0,33 мм, расположенных на торцевых стенках в середине межлопаточного канала, позволяет снизить ККЭВТ на 11 %. Установка ребра с треугольным сечением и высотой 0,33 мм способствует снижению ККЭВТ, профильных и суммарных потерь энергии в решетке соответственно на 11,9, 11,3 и 9,7 %.

Ключевые слова: аэродинамическая эффективность, потери энергии, проточная часть, турбинная решетка, вторичные течения, оребрение торцевых стенок, численное моделирование, канальный вихрь, подковообразный вихрь

Abstract. The paper presents the results of a 3D numerical simulation of the flow in the nozzle cascade of an axial turbine. On the basis of the developed model and calculation methodology, the possibility of increasing the aerodynamic efficiency by reducing the intensity of secondary flows and, as a result, reducing the end-wall losses is considered. To do this, we study the influence of the size, location, and shape of the longitudinal end-wall fences on the coefficient of secondary kinetic energy (CSKE) in the C90-22-A nozzle cascade, developed at the Department of Steam and Gas Turbines of the National Research University "MPEI". The computational results are validated with experimental data. The calculated results showed that the height of the fences should not exceed the thickness of the boundary layer on the end-walls surfaces in order to reduce losses. The application of rectangular fences with a height of 0.33 mm, located on the end-walls in the middle of the interscapular channel, reduces the CSKE by 11 %. Installing the triangular fence with a height of 0.33 mm, reduces the CSKE, profile, and total energy losses by 11.9, 11.3, and 9.7 %, respectively.

Keywords: aerodynamic efficiency, energy losses, flow path, turbine cascade, secondary flows, end wall fences, numerical simulation, passage vortex, horseshoe vortex

Введение

Повышение технико-экономических показателей энергетических установок различного назначения и снижение удельных расходов топлива во многом связаны с аэродинамическим совершенствованием элементов и узлов проточных частей паровых и газовых турбин. Для этого постоянно проводят расчетно-экспериментальные исследования, на основе которых разрабатывают технические решения по снижению потерь энергии и предложения по применению полученных результатов для проектирования проточных частей турбомашин. Поэтому изучение физических процессов при обтекании лопаточного аппарата продолжает оставаться одним из основных направлений исследований в аэродинамике турбомашин.

Аэродинамические потери при обтекании лопаточного аппарата обычно подразделяют на профильные и концевые. Концевые потери возникают из-за эффектов вязкости в результате формирования вторичных течений по торцевым обтекаемым поверхностям решетки и взаимодействия этих течений с пограничным слоем на поверхности лопатки. Механизм возникновения концевых потерь подробно описан в работах [1, 2].

Поток в решетке имеет трехмерную структуру, компонентами которой являются подковообразный, угловой и каналный вихри, взаимодействие которых приводит к появлению вторичных течений вблизи обтекаемых поверхностей. Сложный пространственный характер течения в пристеночной зоне — основная причина возникновения концевых потерь энергии, которые в значительной степени определяют аэродинамическую эффективность проточной части. Основное влияние на уровень потерь оказывают каналный вихрь, угол поворота потока, неравномерность распределения давления во входном сечении, а также форма входной кромки профиля.

В литературе содержатся различные данные о доле концевых потерь в суммарных потерях энергии. По результатам, приведенным в работе [3], концевые потери, могут превышать 30...50 % суммарных аэродинамических потерь, согласно данным Дентона, потери от вторичных течений могут составлять до 1/3 потерь полного давления [4]. Поэтому был предложен ряд методов управления вторичными потоками для

улучшения характеристик решеток. Среди них следует отметить: применение дельфинообразных профилей [5], профилирование меридиональных обводов [1], применение саблевидных и серповидных профилей [6], профилирование лопаток с переменным углом выхода [7], профилирование торцевой стенки [8–10], обработку корпуса турбины для уменьшения потерь от протечек [11, 12], управление пограничным слоем [13–16], оребрение торцевых стенок [17–19] и использование вихрегенераторов [20, 21].

Среди перечисленных методов заслуживает внимания применение обтекаемых ребер на торцевых стенках в межлопаточном канале, которые препятствуют течению в поперечном направлении между лопатками, влияют на распределение вихрей в канале и тем самым уменьшают потери от вторичных течений. Снижение потерь подтверждается результатами ряда работ [22–27].

Комаров и др. изучали влияние меридионального оребрения торцевых поверхностей на снижения потерь энергии в турбинной решетке. Полученные результаты показали, что применения криволинейных ребер малой высоты снижает суммарные потери на 11,9 % [22]. Зарянкин и др. проводили численные исследования влияния конструкций ребер. В результате для ребра высотой 2 мм суммарные потери энергии уменьшились на 7,78 % [23].

Кавай и др. [24] и Говардхан и др. [25] экспериментально, а Мун и Кох [26] численно исследовали влияние оребрения на торцевых стенках на снижение потерь от вторичного течения в турбинной решетке. В каждой из упомянутых выше работ приведены данные, что применение ребра высотой 1/3 толщины входного пограничного слоя, расположенное на половине шага решетки, приводит к максимальному снижению потерь.

Аналогичные результаты получили Чжун и др. [27] для компрессорной решетки. Максимальная эффективность достигнута для ребер длиной 75 % ширины профиля, расположенных на расстоянии 30 % шага от вогнутой поверхности лопатки и высотой 30 % толщины пограничного слоя на входе в решетку.

В качестве целевых функций для оценки положительного эффекта в работах применяются: отклонение угла выхода потока, коэффициент кинетической энергии вторичного те-

чения (ККЭВТ), спиральность кинетической энергии вторичного течения (СКЭВТ) или их комбинация. В идеале в качестве целевой функции следует принять усредненный по массе коэффициент потерь полного давления, но его предсказание с помощью процедур вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD) не является точным [28]. В работах, выполненных Инграмом и др. [29], Роузом и др. [30], а также Харви и др. [31], показано, что использование ККЭВТ в качестве целевой функции для оценки эффективности снижения потерь, связанных с вторичными течениями, может быть успешным.

В данной работе выполнено численное моделирование трехмерного потока в сопловой решетке турбины С-90-22А, с анализом влияния ребра на обтекаемых поверхностях торцевых стенок на снижение интенсивности вторичных течений, разрушение подковообразного вихря и, как следствие, уменьшение потерь энергии. В отличие от рассмотренных выше работ проведены комплексные расчетные исследования влияния высоты, расположения в канале, формы входной кромки и профиля поперечного сечения ребра при идентичных граничных условиях. ККЭВТ выбран для определения интенсивности вторичных течений и установления наиболее эффективного варианта. Результаты расчетов сравнивали в исследованной области с результатами экспериментов, проведенных в лаборатории кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института, а также с данными литературных источников.

Процедуры численного анализа Решатель, основные уравнения и модель турбулентности

Программный комплекс ANSYS Fluent версии 16.2 [32] использовали для стационарного CFD-моделирования. В качестве основных уравнений были выбраны уравнение неразрывности, усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса, уравнение энергии. Система основных уравнений замыкается переходной SST (Transition SST) моделью турбулентности [33]. Для решения уравнений применяли подход Pressure-Based, основанный на решении уравнения для давлений, с алгоритмом Coupled. Схемы второго порядка использовали для дискретизации всех уравнений переноса.

В качестве рабочего тела был выбран воздух, закон Сазерленда использовали с тремя коэффициентами для получения значений вязкости.

Расчет считали сходящимся, когда нормализованная невязка уравнения энергии была ниже 10^{-6} , в то время как нормализованные невязки непрерывности и других переменных составляли менее 10^{-3} .

Расчетная область, сетка и граничные условия

В данной работе рассмотрена сопловая решетка, составленная из профилей С-90-22А, координаты которых даны в [34]. Основные геометрические параметры решетки приведены в табл. 1. Расчетная область состоит из одной

Таблица 1

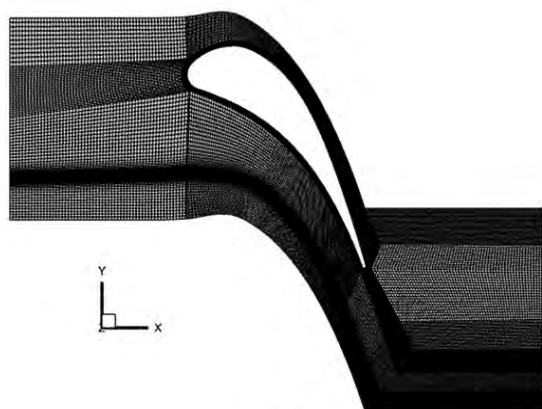
Основные геометрические параметры решетки

Параметр	Значение	Единицы измерения
Хорда лопатки b	45	мм
Ширина лопатки B	29,98	мм
Относительная длина лопатки l/b	1	–
Угол установки α_y	33,2	град
Относительный шаг t/b	0,75	–
Радиус входной кромки	3	мм
Радиус выходной кромки	0,25	мм
Угол входа потока α_0	90	град
Эффективный угол выхода потока $\alpha_{1\text{эф}}$	22	град

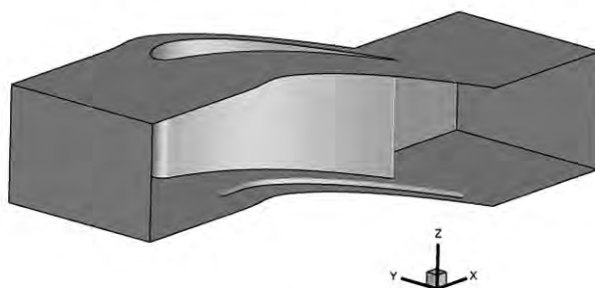
Таблица 2

Значения параметров, принятые при численном моделировании

Параметр	Значение	Единицы измерения
Давление полного торможения на входе p_0	152	кПа
Температура полного торможения на входе T_0	436	К
Статическое давление на выходе p_{1c}	128,138	кПа
Изоэнтропическое число Маха на выходе M_{1r}	0,5	–
Число Рейнольдса на выходе Re_1	$5 \cdot 10^5$	–
Степень турбулентности на входе Tu	3	%
Длина шкалы l	2,69	мм



а



б

Рис. 1. Типичная сетка (а) и представление (б) расчетной области с лопаткой и ребром

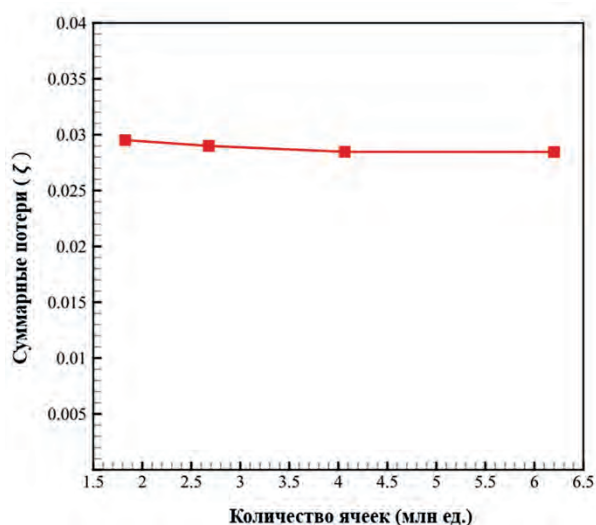


Рис. 2. Коэффициент суммарных потерь энергии для сеток различной густоты

сопловой лопатки, входной границы, расположенной на расстоянии хорды от входной кромки, выходной границы, расположенной на расстоянии хорды от выходной кромки, торцевых стенок сверху и внизу лопатки и двух периодических границ на расстоянии шага решетки по обеим сторонам лопатки.

Ребра располагались по потоку перпендикулярно торцевой стенке решетки. Ребро имело прямолинейный участок, который заканчивался на расстоянии 0,2 ширины лопатки от входного сечения, далее до выходной кромки кривизна ребра совпадала с кривизной средней линии лопатки. Было проведено численное моделирование с ребрами высотой $h = 0,33, 0,5, 0,75, 1, 1,5, 2$, и 3 мм, расположенными на половине шага от средней линии лопатки. Влияние расположения ребра высотой $h = 0,5$ мм рассмотрено на рас-

стояниях $1/3$, $1/2$ и $2/3$ шага от средней линии лопатки. Также проведены расчеты для треугольного ребра высотой $h = 0,33$ мм.

В качестве граничных условий на входе в расчетную область выбраны давление полного торможения, температура полного торможения, угол входа потока в решетку и параметры турбулентности. На выходе задавалось статическое давление. Все твердые стенки — адиабатические. Значения, принятые для расчетного исследования, представлены в табл. 2.

Сетка расчетной области была создана с коммерческим генератором сетки ICFM CFD. Для повышения качества сеток применяли блочный подход. В процессе построения сетки вокруг поверхностей лопаток использовали сетку типа O-grid, чтобы получить высокоортогональную сетку для наиболее точного моделирования пограничного слоя. Поскольку в модели турбулентности используется формулировка с низким числом Рейнольдса, значение y_+ для первых ячеек на всех твердых стенках было меньше единицы и в пограничном слое было размещено более 28 ячеек. Для поверхностей лопатки и ребра используется высота первой ячейки $y_1 = 1,49$ мкм.

Окончательная сетка для исходного случая и решетки с оребрением состояла из 4 и 9–10 млн гексаэдральных ячеек соответственно. По высоте ребра размещалось от 30 до 40 ячеек. Типичная сетка и вид расчетной области показаны на рис. 1. Суммарные потери энергии использовались в качестве критерия для проверки независимости численных результатов от размеров ячеек. Суммарные потери энергии для сеток различной густоты представлены на рис. 2. Как показано, разница между результатами для сеток с 4 и 6,2 млн ячеек составляет 0,04 %. Таким образом, решение оказалось независимым от сетки при 4 млн ячеек.

Результаты и обсуждение

Верификация расчетных результатов

Для верификации CFD-кода было выполнено численное моделирование решетки, исследованной Говардханом и др. В работе также изучалось влияние ребер разной высоты, расположенных на торцевых стенках вдоль средней линии в межлопаточном канале решетки. Геометрические параметры лопатки, ребер и граничные условия, принятые в расчетах, приведены в [25].

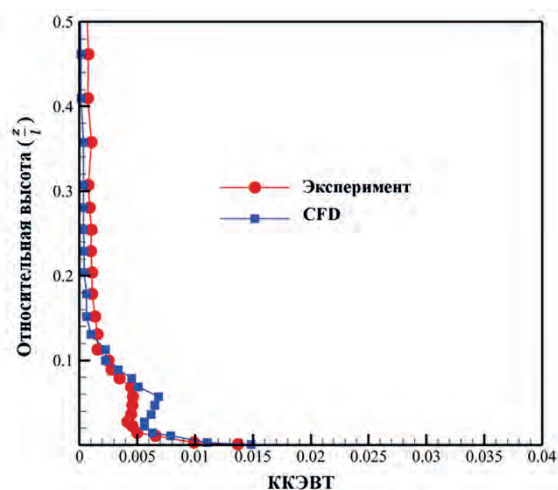


Рис. 3. Распределение по высоте усредненных по шагу ККЭВТ

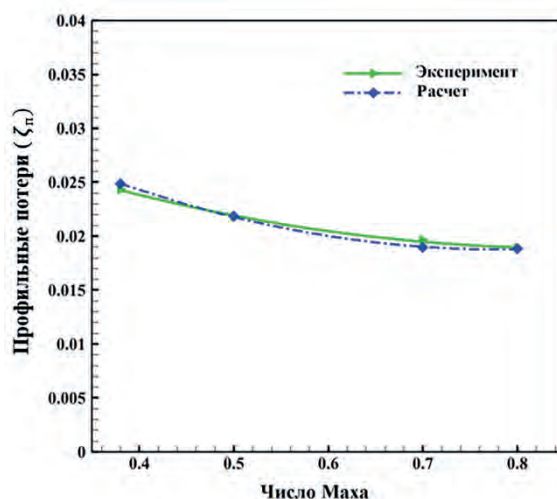


Рис. 4. Коэффициент профильных потерь при различных числах Маха на выходе из решетки для исходного варианта

Экспериментальные и расчетные результаты для ККЭВТ при использовании ребра высотой $1/3$ толщины входного пограничного слоя представлены на рис. 3. Как видно на рисунке, совпадение между CFD и экспериментальными значениями ККЭВТ удовлетворительно в середине канала. Однако несмотря на использование переходной SST-модели турбулентности и тот факт, что значение y_+ было меньше единицы для всех твердых стенок, существует расхождение между расчетными и экспериментальными результатами вблизи торцевых стенок. Наиболее вероятной причиной этого несоответствия является недостаток модели турбулентности

RANS в предсказании сложного течения в пограничных слоях.

Также численные результаты сравнивали с данными экспериментов, проведенных в лаборатории кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института. Экспериментальные и расчетные результаты профильных потерь для исходного случая при различных числах Маха представлены на рис. 4. Как видно на рисунке, профильные потери уменьшаются с увеличением числа Маха. При числах Маха $M > 0,4$ проявляется эффект сжимаемости жидкости, и в диапазоне $0,4 < M < M^*$ (M^* — минимальное число Маха на выходе, при котором локальные сверхзвуковые скорости появляются на спинке лопатки) потери энергии уменьшаются в результате благоприятного изменения продольных градиентов давления. Максимальная разница между результатами расчета и эксперимента для профильных потерь составляет 2,4 %.

Влияние геометрических характеристик ребра

В качестве функции для оценки влияния вторичных течений на потери в межлопаточном канале решетки была выбрана кинетическая энергия вторичного течения (КЭВТ). Компоненты скорости КЭВТ находятся в плоскости, перпендикулярной усредненному углу выхода потока α_1 . КЭВТ из CFD-моделирования может быть выражена как безразмерный коэффициент ККЭВТ:

$$ККЭВТ = \frac{КЭВТ}{0,5\rho v_0^2}; \quad (*)$$

$$КЭВТ = 0,5\rho(v_{вт}^2 + v_p^2);$$

$$v_{вт} = -v_x \cos \alpha_1 + v_y \sin \alpha_1;$$

$$v_p = v_z,$$

где ρ — плотность потока; v_0 — скорость на входе; v_p , $v_{вт}$ — радиальная и тангенциальная (вторичная) составляющие скорости; v_x , v_y , v_z — составляющие скорости в трех направлениях координатной оси.

Данные для расчета ККЭВТ выбирали на плоскости, расположенной на расстоянии 0,1 хорды от выходной кромки. ККЭВТ определяли как средне-интегральное значение на плоскости, по формуле (*). Результаты расчетов ККЭВТ для рассмотренных вариантов оребрения приведены в табл. 3. Для прямоугольных ребер, расположенных на 1/2 шага лопатки, ребро высотой 0,33 мм дает наибольший эффект и способствует снижению ККЭВТ на 11 %.

Ребра высотой 0,5 и 0,75 мм способствуют снижению ККЭВТ на 10,43 и 6,58 % соответственно, в то время как ребро высотой 1 мм не оказывает заметного влияния на ККЭВТ. При применении более высоких ребер ККЭВТ увеличивается по сравнению с исходным вариантом. В этих случаях ребра ведут себя как дополнительные профили малой высоты, и образованные при обтекании каналы вихри вызывают

Таблица 3

Результаты расчета ККЭВТ

Форма ребра	Высота; расположение, мм	ККЭВТ	Изменение ККЭВТ, %
Исходный вариант	–	0,005398	–
Прямоугольная	0,33; 1/2 t	0,004804	–11,00
Прямоугольная	0,50; 1/2 t	0,004835	–10,43
Прямоугольная	0,75; 1/2 t	0,005043	–6,58
Прямоугольная	1,00; 1/2 t	0,005378	–0,37
Прямоугольная	1,50; 1/2 t	0,006384	18,27
Прямоугольная	2,00; 1/2 t	0,007447	37,96
Прямоугольная	3,00; 1/2 t	0,021098	290,89
Прямоугольная	0,50; 1/3 t	0,004990	–7,55
Прямоугольная	0,50; 2/3 t	0,004911	–9,02
Треугольная	0,33; 1/2 t	0,004757	–11,87

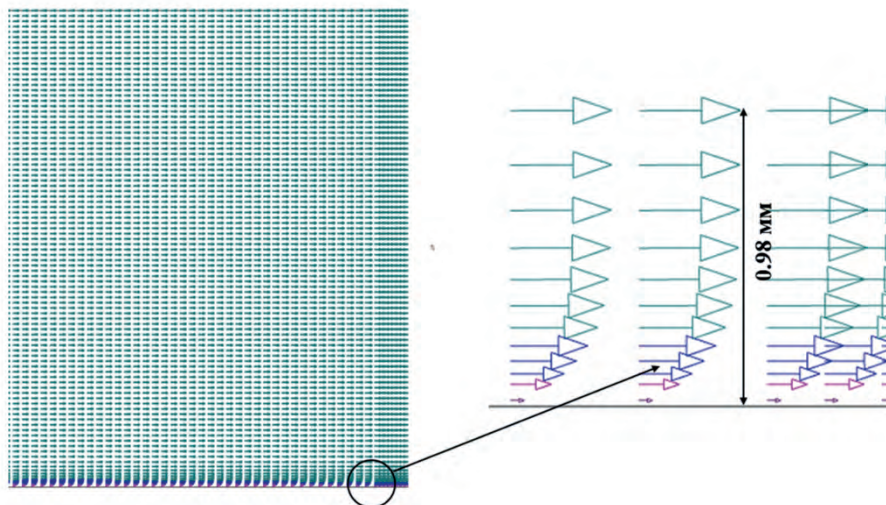


Рис. 5. Векторы скорости на входе в межлопаточный канал

увеличение ККЭВТ и потери энергии. Выполнены также расчеты для различного положения ребра высотой 0,5 мм на торцевой обтекаемой поверхности. Наибольший эффект получен для ребра, расположенного в середине межлопаточного канала. При выборе этого варианта треугольное ребро высотой 0,33 мм способствует снижению ККЭВТ на 11,87 %.

Векторы скорости на входе в межлопаточный канал показаны на рис. 5; толщина пограничного слоя на входе составляет 0,98 мм.

Полученные результаты показали, что установка ребер высотой больше, чем толщина пограничного слоя, приводит к увеличению потерь энергии.

Сравнение исходного и наиболее эффективного из рассмотренных вариантов

Двухмерные линии тока на расстоянии 1 % высоты лопатки от торцевой стенки показаны на рис. 6 как для случая без оребрения (а), так и

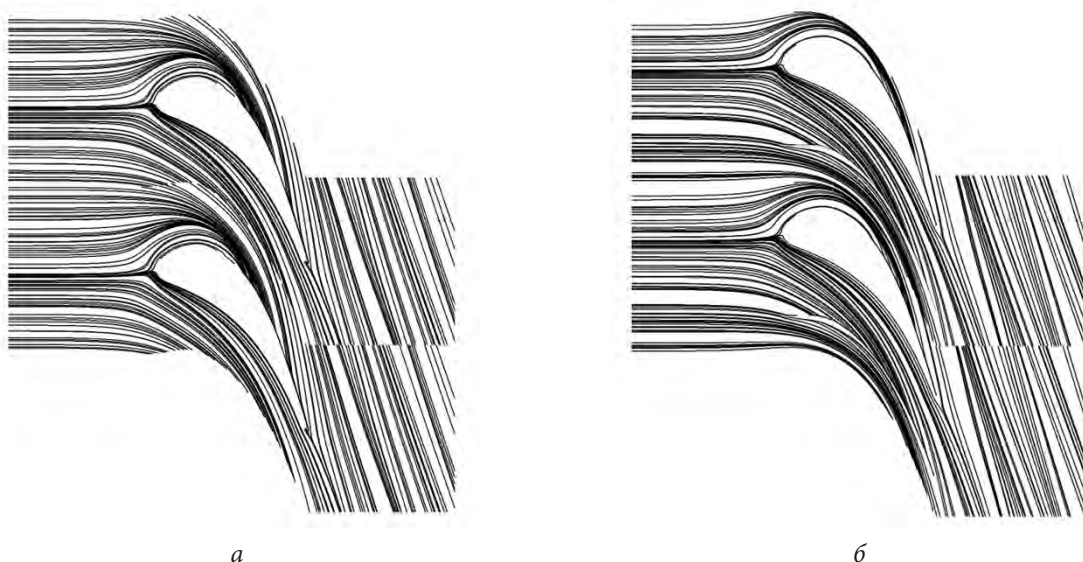


Рис. 6. 2D-линии тока на расстоянии 1 % высоты лопатки от торцевой стенки:
а — исходный случай; б — наиболее эффективное оребрение

для наиболее эффективного оребрения (б). На рис. 6, а видно, что поток в пограничном слое на торцевой стенке обтекает входную кромку, отделяется и охватывает лопатку в форме подковы. Затем одна из ветвей подковы под действием градиента давления перемещается с вогнутой поверхности лопатки на спинку соседней лопатки. Вторая ветвь подковы прижимается поперечным течением к вогнутой поверхности лопатки. На рис. 6, б видно, что ветвь подковы, перетекающая в исходном случае в направлении от вогнутой поверхности к спинке соседней лопатки, заблокирована наиболее эффективным ребром и перемещается по вогнутой поверхно-

сти ребра до выходного сечения решетки. Таким образом, ребра существенно влияют на вихревую структуру и формируют течение вдоль торцевых стенок канала.

Этот вывод подтверждается методикой, предложенной в работе Чуон и др. [35], которые определили вихрь как область с положительным вторым инвариантом ($Q > 0$) градиента скорости. Физическая интерпретация определения Чуона заключается в том, что вихрь — это область, в которой величина завихренности преобладает над скоростью деформации:

$$Q = -0,5u_{i,j}u_{i,j} = 0,5(\|\Omega\|^2 - \|S\|^2),$$

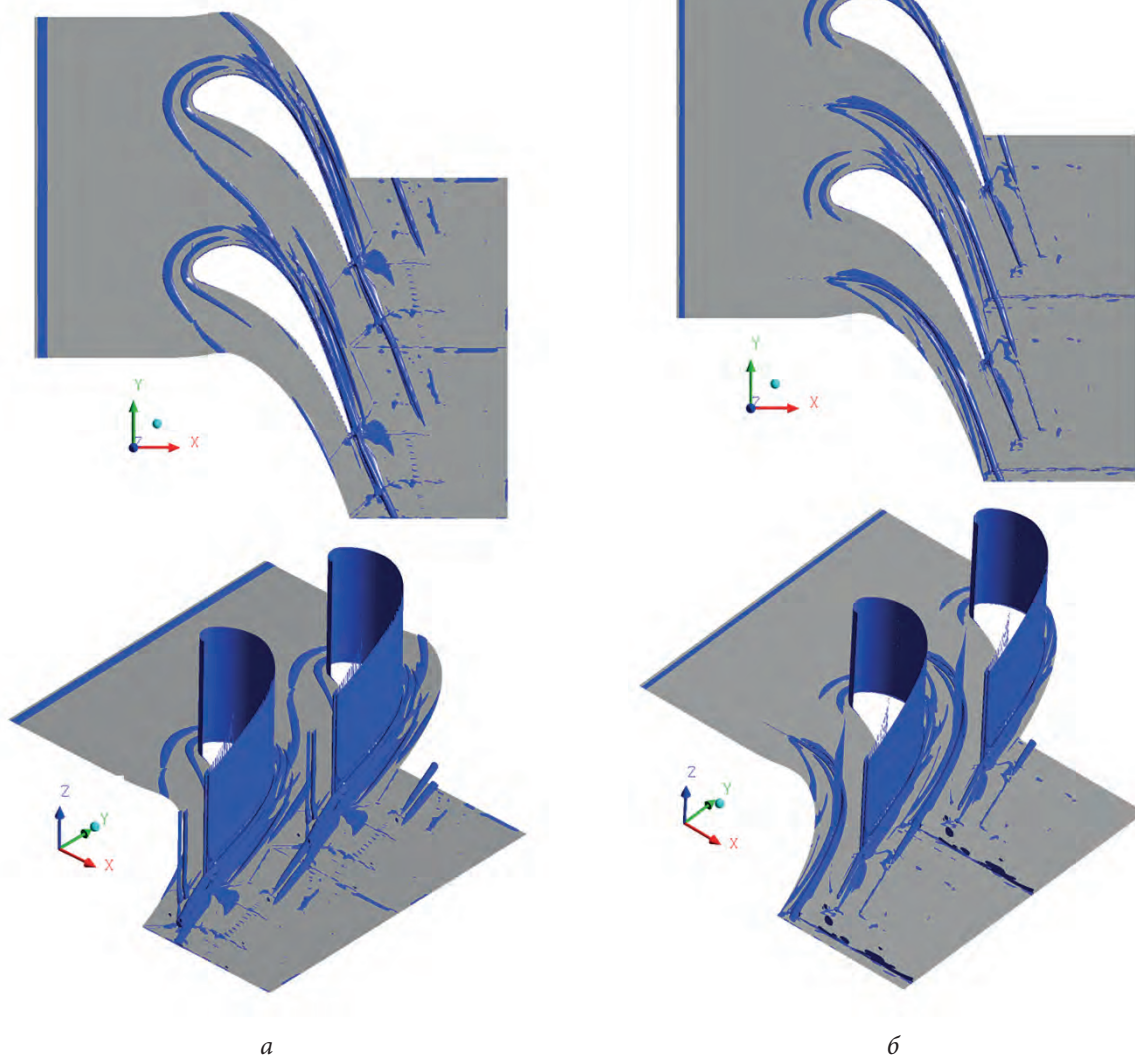


Рис. 7. Изоповерхность вихревых структур для исходного случая и решетки с наиболее эффективным оребрением с использованием критерия $Q = 0,01$:
а — исходный случай; б — наиболее эффективное оребрение

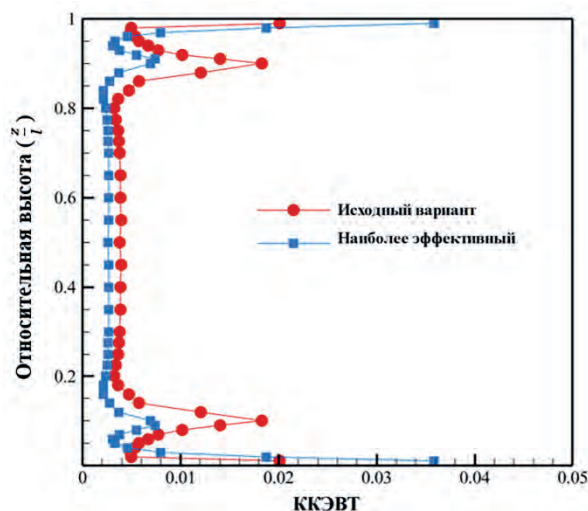


Рис. 8. Распределение по высоте усредненных по шагу ККЭВТ

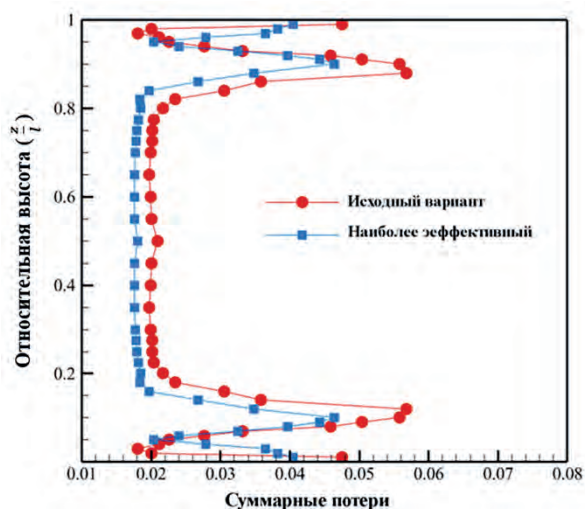


Рис. 9. Распределение по высоте усредненных по шагу суммарных потерь

где Ω , S — тензоры скоростей завихренности и деформаций соответственно.

Изоповерхности вихревых структур для исходного и наиболее эффективного из рассмотренных вариантов с использованием Q -критерия показаны на рис. 7, а, б. Из визуализации изоповерхностей видно, что ветвь подковообразного вихря, находящаяся на вогнутой стороне лопатки, перемещается между вогнутой поверхностью лопатки и спинкой ребра. Анализ положения изоповерхностей подтверждает влияние размера и положения ребра на положение подковообразного вихря в межлопаточном канале.

Распределение по высоте усредненных по шагу решетки ККЭВТ для исходного и наиболее эффективного из рассмотренных вариантов показано на рис. 8. ККЭВТ имеет максимальное значение вблизи торцевых стенок за счет вторичных течений в пограничном слое. Пик ККЭВТ для случая без оребрения соответствует

относительной высоте $z/l = 0,1$ и $0,9$, здесь значение коэффициента равно $0,0183$. В то время как для случая с наиболее эффективным оребрением пиковое значение ККЭВТ снижается до $0,0074$. Таким образом, при использовании наиболее эффективного оребрения интенсивность канального вихря и связанные с ним потери энергии уменьшаются.

Потери кинетической энергии в каждой точке за решеткой определяли по формуле [1]

$$\zeta = \frac{(p_0/p_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(p_0/p)^{(k-1)/k} - 1},$$

где p_0 — давление полного торможения перед решеткой; p_{01} — давление полного торможения в точке за решеткой; p — статическое давление в точке за решеткой; k — показатель изэнтропы.

Распределение по высоте усредненных по шагу потерь кинетической энергии как для исходного случая, так и для случая с наибо-

Таблица 4

Коэффициенты профильных и суммарных потерь энергии для обоих случаев

Вариант	Профильные потери	Суммарные потери
Исходный	0,0204	0,0299
Наиболее эффективный	0,0181	0,0271
Снижение потерь энергии, %	–11,27	–9,67

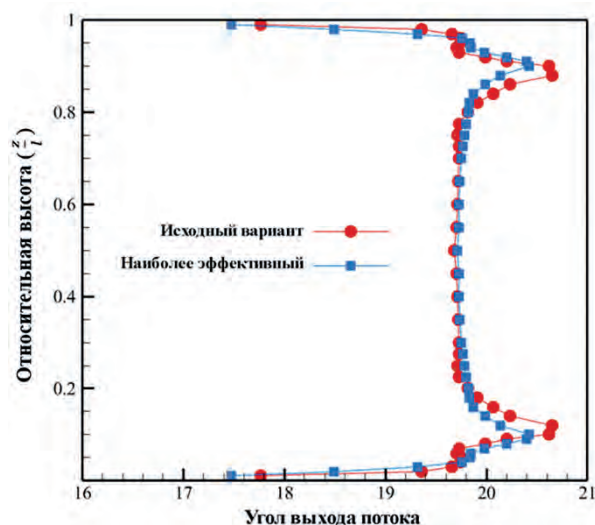


Рис. 10. Распределение по высоте усредненного по шагу угла выхода потока

лее эффективным оребрением изображено на рис. 9. Применение наиболее эффективного ребра эффективно снижает вторичные течения, и влияет на вихревую структуру потока, поэтому как показано на рис. 9, уменьшаются потери энергии не только вблизи торцевых стенок, но и в середине межлопаточного канала.

В табл. 4 представлены результаты расчетов среднеинтегральных значений профильных и суммарных потерь энергии. Для решетки с наиболее эффективным оребрением коэффициенты профильных и суммарных потерь снижаются на 11,27 и 9,67 % соответственно.

Распределение по высоте осредненного по шагу угла выхода потока как для исходного случая, так и для наиболее эффективного оребрения показано на рис. 10. В результате обтекания ребра происходит незначительное (в пределах $0,3^\circ$) выравнивание угла выхода потока по высоте лопатки.

Заключение

Рассмотрена возможность повышения аэродинамической эффективности сопловой решетки С90-22-А за счет оребрения торцевых стенок межлопаточного канала. Разработана методика моделирования трехмерного потока в решетке и проведено расчетное исследование влияния геометрии, формы и положения ребра на обтекаемых торцевых поверхностях на снижение интенсивности вторичных и вихревых течений, выравнивание параметров потока и, как следствие, на уменьшение потерь энергии.

Результаты исследования влияния высоты ребра прямоугольной формы на снижение интенсивности вторичных течений и потерь энергии показали, что для ребер с высотой меньше толщины пограничного слоя ККЭВТ уменьшается, но для ребер, выступающих из пограничного слоя, интенсивность вторичных течений и потери энергии увеличиваются. Максимальное снижение ККЭВТ по сравнению с базовым вариантом составило 11 % для ребра высотой 0,33 мм.

Влияние места расположения ребра на торцевой поверхности позволяет сделать вывод, что наибольший эффект наблюдается при расположении ребра в среднем сечении канала.

Минимальные потери энергии наблюдались для ребра треугольного сечения высотой 0,33 мм, расположенного в среднем сечении межлопаточного канала. В этом случае:

- в межлопаточном канале уменьшаются вторичные течения вблизи торцевых стенок и разрушается подковообразный вихрь;
- уменьшает интенсивность канального вихря;
- снижаются значения ККЭВТ, профильных и суммарных потерь энергии на 11,87; 11,27 и 9,67 % соответственно;
- выравниваются параметры потока на выходе из решетки.

Литература

- [1] Дейч М.Е. *Газодинамика решеток турбомашин*. Москва, Энергоатомиздат, 1996, 528 с.
- [2] Зарянкин А.Е. *Основы физического моделирования, элементы теории размерностей и примеры ее практического использования в задачах гидрогазодинамики*. Москва, Изд. дом МЭИ, 2017, 121 с.
- [3] Sharma O.P., Butler T.L. Predictions of end-wall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1987, vol. 109, no. 2, pp. 229–236. DOI: 10.1115/1.3262089
- [4] Denton J.D. Loss mechanisms in turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 621–656.
- [5] Дейч М.Е., Делер Ш., Коршунов Б.А. Экспериментальное исследование сопловой решетки с уменьшенными концевыми потерями. *Теплоэнергетика*, 1994, № 10, с. 39–42.

- [6] Грановский А.В. *Разработка методов повышения газодинамической эффективности высоконагруженных ступеней охлаждаемых газовых турбин*. Дис. ... канд. тех. наук. Москва, МЭИ, 2011, 252 с.
- [7] Giovannini M., Rubecchini F., Marconcini M. et. al. Reducing secondary flow losses in low-pressure turbines: the “Snaked” blade. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2019, vol. 3, p. 28. DOI: 10.3390/ijtp4030028
- [8] Poehler T., Gier J., Jeschke P. Numerical and experimental analysis of the effects of non-axisymmetric contoured stator end-walls in an axial turbine. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2010, vol. 7, pp. 1549–1559. DOI: 10.1115/GT2010-23350
- [9] Ito Y., Watanabe T., Himeno T. Effect of endwall contouring on flow instability of transonic compressor. *Int. J. Gas Turb. Propul. Power Sys.*, 2008, vol. 2, no. 1, pp. 24–29. DOI: 10.38036/jgpp.2.1_24
- [10] Snedden G., Dunn D., Ingram G. et. al. The performance of a generic non-axisymmetric end wall in a single stage, rotating turbine at on and off-design conditions. *Proceeding of ASME Turbo Expo*, 2010, vol. 7, pp. 1069–1080. DOI: 10.1115/GT2010-22006
- [11] Du J., Gao L.P., Li J.C., et. al. Initial selection of groove location combination for multi-groove casing treatments. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016. Vol. 30, no. 2, pp. 697–704. DOI: 10.1007/s12206-015-0918-z
- [12] Lim B.J., Park T.C., Kwon S. Stall inception and warning in a single-stage transonic axial compressor with axial skewed slot casing treatment. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, vol. 28, no. 9, pp. 3569–3581. DOI: 10.1007/s12206-014-0818-7
- [13] Nerger D., Saathoff H., Radespiel R. et. al. Experimental investigation of end-wall and suction side blowing in a highly loaded compressor stator cascade. *Journal of Turbomachinery*, 2012, vol. 134, no. 2, pp. 255–267. DOI: 10.1115/1.4003254
- [14] Qian X.Q., Wang S.T., Feng G.T., et. al. Aerodynamic design and analysis of a low-reaction axial compressor stage. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2008, vol. 21, no. 1, pp. 1–7. DOI: 10.1016/S1000-9361(08)60001-1
- [15] Yangwei L., Jinjing S., Lingpeng L. Corner separation control by boundary layer suction applied to a highly loaded axial compressor cascade. *Energies*, 2014, vol. 7, pp. 7994–8007. DOI: 10.3390/en7127994
- [16] Gou J.L., Zhang Y., Su X.R. et. al. Numerical investigation on the effects of real industrial bleeding geometry in a high-speed compressor stage. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, vol. 30, no. 11, pp. 5275–5286. DOI: 10.1007/S12206-016-1046-0
- [17] Yıldırım E. Secondary flow loss reduction in axial turbine blades by end-wall fence application. *Journal of Aeronautics and Space Technologies*, 2017, vol. 10, no. 2, pp. 17–30.
- [18] Mingardo G., Lettieri C., Pini M. et. al. Secondary flow mitigation in turbine vanes using end-wall fence optimization. *Proceedings of Montreal Global Power and Propulsion Society*, 2018. Available at: <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/02/GPPS-NA-2018-0058.pdf> (accessed February 15, 2022).
- [19] Kiran K.N., Anish S. Computational investigation of secondary flow losses in linear turbine cascade by modified leading edge fence. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 2016, vol. 10, no. 5, pp. 871–878. DOI: 10.5281/zenodo.1124145
- [20] Diaa A.M., El-Dosoky M.F., Abdel-Hafez O.E. et.al. Secondary flow control on axial flow compressor cascade using vortex generators. *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2014, vol. 1. DOI: 10.1115/IMECE2014-37790
- [21] Liu H.P., Li D.Y., Chen H.L., Effects of vortex generator jet on corner separation/stall in high-turning compressor cascade. *Transactions of Tianjin University*, 2016, vol. 22, pp. 555–562. DOI: 10.1007/s12209-016-2825-5
- [22] Комаров И.И., Вегера А.Н., Бычков Н.М. и др. Численное исследование структуры течения в лопаточном канале при использовании оребрения торцевых поверхностей для снижения концевых потерь. *Наука. Технологии. Инновации. Сб. науч. тр.* Новосибирск, Изд-во Новосибир. гос. техн. ун-та, 2016, с. 237–239.
- [23] Зарянкин А.Е., Киндра В.О., Осипов С.К. и др. Численное исследование методов снижения концевых потерь энергии в сопловых решетках турбомашин. *Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф.* Волгоград, Инновационный центр развития образования и науки, 2016, с. 21–28.
- [24] Kawai T., Adachi T., Shinoki S. Secondary flow control and loss reduction in a turbine cascade using end-wall fences. *JSME International Journal. Series II*, 1989, vol. 32, pp. 375–387. DOI: 10.1299/JSMEB1988.32.3_375
- [25] Govardhan M., Rajender A., Umang J.P. Effect of streamwise fences on secondary flows and losses in a two-dimensional turbine rotor cascade. *Journal of Thermal Science*, 2006, vol. 15, no. 4, pp. 296–305. DOI: 10.1007/s11630-006-0296-2

- [26] Moon Y.J., Koh S.R. Counter-rotating streamwise vortex formation in the turbine cascade with end-wall fence. *Computers and Fluids*, 2001, vol. 30, no. 4, pp. 473–490. DOI: 10.1016/S0045-7930(00)00026-8
- [27] Zhong J.J., Han J.A., Liu Y.M. et al. Numerical simulation of end-wall fence on the secondary flow in compressor cascade. *ASME Turbo Expo*, 2008, vol. 43161, pp. 509–518. DOI: 10.1115/GT2008-50888
- [28] Langston L.S. Secondary flows in axial turbines — a review, heat transfer in gas turbine systems. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 2001, vol. 934, pp. 11–26. DOI: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x
- [29] Ingram G., Gregory-Smith D., Harvey N. Investigation of a novel secondary flow feature in a turbine cascade with end wall profiling. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2005, vol. 127, no. 1, pp. 209–214. DOI: 10.1115/GT2004-53589
- [30] Rose M., Harvey N., Seaman P. et al. HP turbine using non-axisymmetric end walls: part II — experimental validation. *Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers*, 2001, vol. 78507, art. V001T03A081.
- [31] Harvey N.W., Brennan G., Newman D.A. et al. Improving turbine efficiency using non-axisymmetric end walls: validation in the multi-row environment and with low aspect ratio blading. *Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers Turbo Expo*, 2002, vol. 3610, pp. 119–126. DOI: 10.1115/GT2002-30337
- [32] ANSYS Inc., ANSYS FLUENT 16.1 Theory Guide, 2015.
- [33] Mentler F.R., Langtry R., Volker S. Transition modeling for general purpose CFD codes. *Flow Turbulence and Combustion*, 2006, vol. 77, pp. 277–303. DOI: 10.1007/s10494-006-9047-1
- [34] Лазарев Л.Я., Степанова Т.Н., Ряховская Н.В. и др. *Геометрические и энергетические характеристики профилей турбинных лопаток постоянного сечения*. Москва, Изд. дом МЭИ, 2004, 51 с.
- [35] Jeong J., Hussain F. On the identification of a vortex. *Journal of Fluid Mechanics*, 1995, vol. 285, pp. 69–94. DOI: 10.1017/S0022112095000462
- [36] Dixon S.L., Hall C. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth Heinemann, 2013, 556 p.

Сведения об авторах

Месбах Мохсен — аспирант, кафедра паровых и газовых турбин Национального исследовательского университета «МЭИ». E-mail: MesbakhM@mpei.ru

Грибин Владимир Георгиевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой паровых и газовых турбин Национального исследовательского университета «МЭИ». E-mail: GribinVG@mpei.ru

Малышева Татьяна Викторовна — магистр, кафедра паровых и газовых турбин Национального исследовательского университета «МЭИ». E-mail: MalyshevaTV@mpei.ru

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В. Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 55–66.

Please cite this article in English as:

Mesbah M., Gribin V.G., Malysheva T.V. Investigation of the Effect of End-Wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade. *Engines construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 55–66. (In Russ.).

Системы и агрегаты двигателей

УДК 621.436

Доводка системы турбонаддува дизеля 12ЧН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением

Л.В. Плотников¹, Д.С. Шестаков^{1,2}, Д.А. Пономарев^{1,2}

¹ Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

² ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Fine-Tuning of the Turbocharging System of the Diesel Engine (18,5/21,5) in Accordance with the Industry Purpose

L.V. Plotnikov¹, D.S. Shestakov^{1,2}, D.A. Ponomarev^{1,2}

¹ “Turbines and engines” department, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin

² Department Head of “Ural Diesel-Motor Plant”

Аннотация. Несмотря на экологические аспекты, двигатели внутреннего сгорания продолжают активно применяться во многих отраслях промышленности, включая транспорт и судостроение. Поэтому совершенствование рабочего цикла и основных систем дизелей остается актуальной задачей в развитии поршневого двигателестроения. В статье выполнен краткий анализ научных направлений по улучшению систем наддува и газообмена. Приведено описание исследуемого двигателя и особенностей его системы наддува. Представлены результаты опытно-доводочных испытаний дизеля 12ЧН 18,5/21,5 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод», Россия, Екатеринбург) для судового и автотранспортного назначения с двумя разными турбокомпрессорами (производства компании “ABB Turbo Systems”, Швейцария). Получены гидравлические характеристики рассматриваемого дизеля при его работе по винтовой и скоростной характеристикам, а также его технико-экономические показатели. Установлены особенности совместной работы системы турбонаддува и дизельного двигателя. Представлены количественные данные об эксплуатационных характеристиках дизельного двигателя в соответствии с отраслевым назначением. Сделаны выводы о дальнейших шагах по модернизации систем наддува и газообмена.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система турбонаддува, рабочий цикл двигателя, эксплуатационные характеристики, опытно-доводочные испытания, модернизация, совершенствование, судовое и транспортное назначение

Annotation. Internal combustion engines continue to be actively used in many industries, including transport and shipbuilding, despite environmental aspects. Therefore, the improvement of the operating cycle and the main systems of diesel engines remains an urgent task in the development of piston engine building. The article made a brief analysis of scientific directions for improving turbocharging and gas exchange systems. The description of the studied engine and features of its turbocharging system is given. The of pilot tests of a diesel engine (18.5/21.5) (produced by the “Ural Diesel Engine Plant”, Russia, Yekaterinburg) for ship and motor transport purposes with two different turbochargers (manufactured by “ABB Turbo Systems”, Switzerland) are presented. The hydraulic characteristics of the considered diesel engine were obtained when working on screw and speed characteristics, as well as its technical and economic indicators. The features of the joint operation of the turbocharging system and the diesel engine are established. Quantitative data on the operational characteristics of a diesel engine in accordance with the industry purpose are presented. Conclusions are drawn about further steps to modernize the pressurization and gas exchange systems.

Keywords: diesel engine, turbocharging system, engine work cycle, performance characteristics, pilot testing, modernization, improvement, ship and transport purpose

Введение

Несмотря на широко обсуждаемые тенденции перехода от применения поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на иные системы привода (например, электрический привод в легковом автомобилестроении), именно ДВС остаются устойчивой базой применения в качестве силовых установок для энергетических машин аварийного назначения, грузовиков, самосвалов, тепловозов, судов и др. [1]. Создание эффективного, конкурентоспособного и экологически чистого поршневого двигателя остается актуальной задачей в развитии энергетического машиностроения. Решение этой задачи заключается в совершенствовании рабочего процесса и основных систем на основе современных данных о материалах, механике, газодинамике, теплообмене для конкретных условий эксплуатации ДВС. Известно, что для достижения высоких технико-экономических и экологических показателей энергетических установок на базе поршневых двигателей необходимо должным образом осуществлять выбор и настройку системы турбонаддува с учетом их отраслевого назначения [2, 3]. Соответственно, необходимы дальнейшие исследования по формированию и улучшению эксплуатационных свойств ДВС благодаря оптимизации конструкции, схемы и режимов работы турбокомпрессора (ТК).

Обзор отечественной и зарубежной литературы по данной тематике указывает на актуальность данного направления для совершенствования дизелей различного назначения. Так, существуют работы, в которых авторы выполняют оценку эффективности и экологичности ДВС при использовании разных видов наддува (импульсный, изобарный и промежуточный) [4, 5]. Показано, что можно существенно повысить эффективность энергетической установки в результате модификации конструкции выпускной системы и правильного выбора турбокомпрессора с учетом особенностей работы поршневого двигателя в конкретных условиях. Также известно, что различные способы и системы управления ТК улучшают эксплуатационные показатели ДВС на установившихся и переходных режимах работы [6, 7]. При этом установлено, что во впускных и выпускных коллекторах двигателей образуются волны давления, амплитуду и частоту которых необходимо учитывать при доводке системы турбонад-

дува [8, 9]. Подчеркивается, что эти газодинамические процессы особенно важно учитывать на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности.

Существенное влияние на технико-экономические показатели ДВС оказывают конструкции компрессора и турбины ТК [10, 11]. В частности, показано, что рациональное проектирование элементов турбокомпрессора вызывает рост крутящего момента до 20 % и увеличение мощности в пределах 5 %. Пристальное внимание инженеров и ученых обращено на улучшение эксплуатационных показателей дизельных двигателей путем комплексной модернизации газозвуковых систем [12–17] и грамотного согласования характеристик ДВС и ТК [18–20]. Установлено, что конфигурации ТК и совершенствование тепломеханических процессов в системе газообмена приводит к снижению удельного расхода топлива дизеля в пределах 15 г/(кВт · ч) [15], а качественное согласование расходных характеристик и режимов работы ДВС и ТК улучшает тепловую и механическую равномерность работы дизеля в среднем на 60 % [14, 20]. Следовательно, можно констатировать, что модернизация и настройка систем газообмена и наддува являются действенным способом по улучшению динамических, технико-экономических и экологических показателей поршневых ДВС. Таким образом, цель данного исследования состоит в улучшении эксплуатационных показателей дизельного двигателя 12ЧН 18,5/21,5 за счет настройки системы турбонаддува в соответствии с отраслевым назначением (для судостроения и автотранспорта).

Постановка задачи и методика проведения опытов

Известно, что ООО «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ, Екатеринбург) совместно с западными консультантами в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» (2011–2015 гг.) разработали новое семейство многоцелевых дизельных двигателей размерности 18,5/21,5 [21]. На сегодняшний день УДМЗ активно занимается созданием различных модификаций данного семейства дизелей, доводкой их систем и основных показателей в соответствии с отраслевым назначением и особенностями эксплуатации.

Объектом исследования в данной работе являлся двигатель 12ЧН 18,5/21,5, представля-

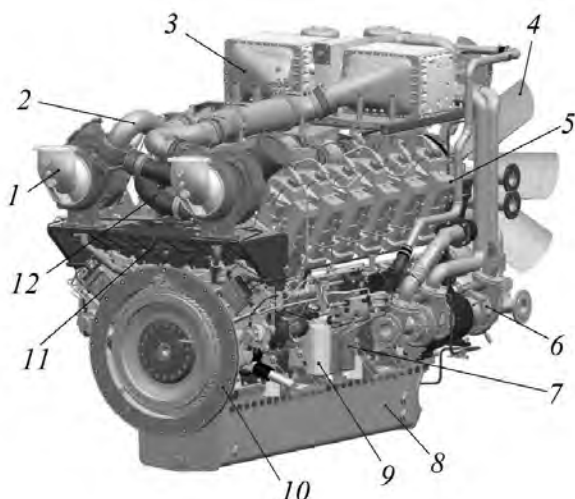


Рис. 1. Трехмерная модель дизеля 12ЧН 18,5/21,5:
1 — турбокомпрессор; 2 — впускной трубопровод; 3 — охладитель наддувочного воздуха; 4 — вентилятор; 5 — головка цилиндра; 6 — водяной насос; 7 — фильтр грубой очистки; 8 — поддон; 9 — фильтр топливной очистки; 10 — маховик; 11 — опора турбокомпрессоров; 12 — выпускной трубопровод

ющий собой четырехтактный двенадцатицилиндровый V-образный двигатель внутреннего сгорания с углом развала цилиндров 60° , закрытой двухконтурной системой жидкостного охлаждения, системой смазки с принудительной циркуляцией масла, непосредственным впрыском топлива и системой подачи топлива типа common rail, газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (рис. 1).

Рассматриваемый дизель можно применять для привода генератора в составе энергетической машины, служащей источником аварийного электроснабжения на надводных военных кораблях типа «Корвет», или силовой установки для карьерных автосамосвалов грузоподъемностью 220...240 т [22]. Основные параметры и технические характеристики двигателя 12ЧН 18,5/21,5 соответствуют указанным ниже.

Принципиальная схема системы газотурбинного наддува рассматриваемого дизеля приведена на рис. 2. На рисунке видно, что на двигатель устанавливают два ТК и, соответственно, два охладителя наддувочного воздуха. Система наддува является изобарной. Соединение выпускных коллекторов с турбокомпрессором осуществляется с помощью патрубков, также имеющих компенсаторы с каждой стороны (рис. 3).

Основные технические характеристики двигателя 12ЧН 18,5/21,5

Диаметр цилиндра, мм	185
Ход поршня, мм	215
Рабочий объем двигателя, л	69,3
Средняя скорость поршня, м/с	13,6
Степень сжатия	17
Среднее эффективное давление, МПа	1,56
Максимальное давление сгорания, МПа	23
Полная мощность, кВт (л.с.)	1865 (2536)
Максимальный крутящий момент, Н · м	10 043
Частота вращения коленчатого вала, соответствующая полной мощности, мин ⁻¹ (с ⁻¹)	1800 (30)

В соответствии с назначением дизеля (судовой или автомобильный) на дизель устанавливали два турбокомпрессора производства компании “ABB Turbo Systems” (Швейцария). Подбор, изготовление и расчет необходимых

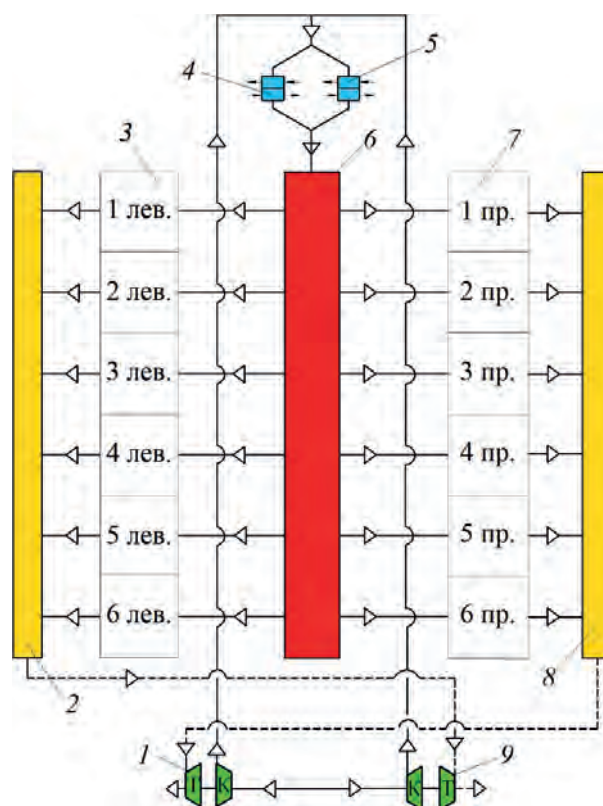


Рис. 2. Принципиальная схема системы газотурбинного наддува двигателя 12ЧН 18,5/21,5:
1 — левый турбокомпрессор; 2 — левый выпускной коллектор; 3 — левый блок головок цилиндров; 4 — левый охладитель наддувочного воздуха; 5 — правый охладитель наддувочного воздуха; 6 — впускной коллектор; 7 — правый охладитель наддувочного воздуха; 8 — правый выпускной коллектор; 9 — правый турбокомпрессор

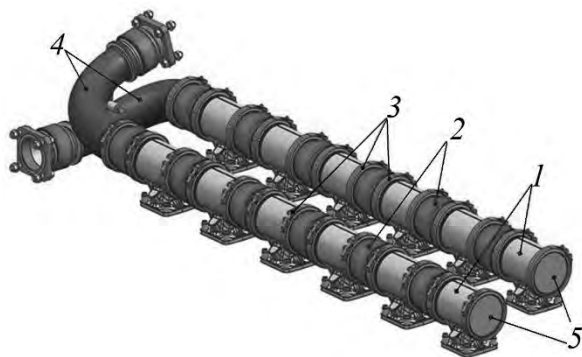


Рис. 3. Коллекторы выпускные двигателя 12ЧН 18,5/21,5:
1 — секции, 2 — компенсаторы, 3 — хомуты, 4 — патрубки, 5 — крышки

характеристик ТК осуществляла эта же компания. В связи с коммерческой тайной нет возможности представить подробные геометрические и технические характеристики этих турбокомпрессоров в данной статье.

На испытательном стенде УДМЗ на опытном образце дизельного двигателя 12ЧН 18,5/21,5 с двумя турбокомпрессорами были проведены опытно-доводочные испытания по получению гидравлических характеристик и определению эксплуатационных показателей дизеля для судового и транспортного назначения. Основная цель испытаний состояла в получении параметров работы двигателя с разными ТК, при которых удельный расход топлива на всех режимах работы будет минимальным и удовлетворяющим требованию технического задания для соответствующей энергетической установки.

Испытания двигателя судового назначения проводили в соответствии с винтовой характеристикой. При этом весь диапазон работы был разбит на восемь позиций, где восьмая — номинальный режим дизеля. Отдельно проведены измерения на режиме максимального крутящего момента. Испытания двигателя транспортного назначения проводили в соответствии с внешней скоростной характеристикой двигателя. При этом диапазон работы был разбит на восемь позиций, включая режим максимального крутящего момента и номинальной мощности, в данной работе представлены последние четыре.

В ходе испытаний измеряли значения следующих физических параметров: мощность дизеля (физическая), расход воздуха, влажность воздуха, барометрическое давление, часовой

расход топлива, частоты вращения ротора ТК и коленчатого вала, абсолютное давление во впускном патрубке компрессора, абсолютное давление газов перед и за турбиной, абсолютное давление воздуха за компрессором, абсолютное давление воздуха во впускном коллекторе (после охладителя наддувочного воздуха), температура воздуха на входе в ТК, температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха), температура воздуха за компрессором, температура воздуха во впускном коллекторе (после охладителя наддувочного воздуха), температура газов перед и за турбиной. Физические параметры, а также используемые измерительные приборы и их точность представлены в предыдущей статье [23].

Результаты испытаний и их анализ

Гидравлическая характеристика судового дизеля 12ЧН 18,5/21,5 при работе по винтовой характеристике представлена на рис. 4. На рисунке видно, что на режимах 1 и 2 позиций наддув судового двигателя отсутствует, на этих позициях имел место подогрев наддувочного воздуха в охладителе наддувочного воздуха. Также установлено, что режимы работы двигателя на позициях 6–8 располагаются не в зоне макси-

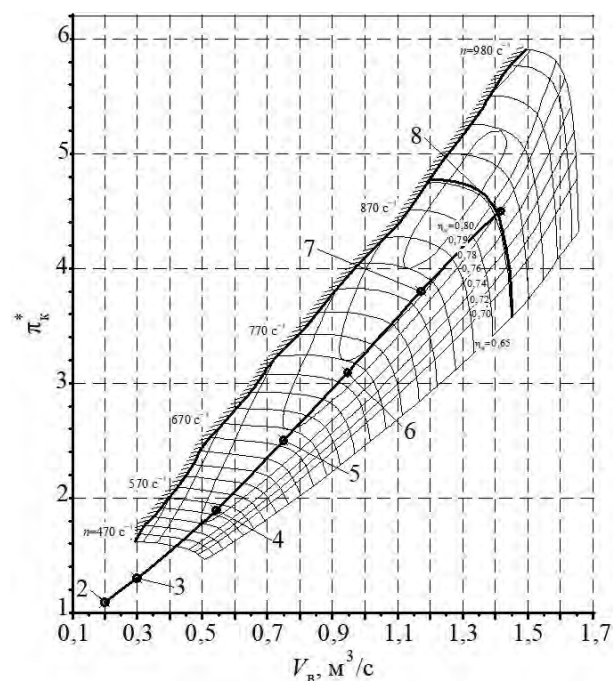


Рис. 4. Гидравлическая характеристика дизеля 12ЧН 18,5/21,5 судового назначения при работе по винтовой характеристике (цифры на кривой соответствуют номеру позиции при испытаниях ДВС)

мальной эффективности работы характеристики компрессора. Например, КПД компрессора на режиме 8 составляет примерно 0,77 при максимально возможном значении 0,8. Поэтому в перспективе необходимо посредством сдвига характеристики компрессора вправо (в сторону меньших расходов воздуха) дополнительно увеличить эффективность судового дизеля (в частности, снизить удельный расход топлива). Это можно обеспечить благодаря увеличению площади соплового аппарата турбины ТК или уменьшению площадь диффузора.

На рис. 4 также видно, что запас по помпажу на режиме 100%-ной мощности составляет 21 %, т. е. выше минимально необходимого значения (10 %). При этом частота вращения ротора турбокомпрессора на позиции 8 составляет 54 000 мин⁻¹ и равна максимально допустимой.

Изменения эксплуатационных параметров работы судового двигателя 12ЧН 18,5/21,5

в зависимости от режимов работы показаны на рис. 5 и 6.

На рис. 5 видно, что основные параметры работы судового двигателя (расход воздуха G_v , температура газов перед турбиной t_g и степень повышения давления π_k^*) возрастают с увеличением частоты вращения и нагрузки. Отметим, что максимальные значения температуры t_g не превышают 500 °С, что свидетельствует о низкой термической нагрузке на элементы ТК. При этом удельный эффективный расход топлива на режиме 100%-ной нагрузки составляет 202 г/(кВт · ч), что находится на современном уровне и соответствует зарубежным аналогам, а также удовлетворяет требованиям технического задания на судовый дизель 12ЧН 18,5/21,5 (см. рис. 6). Установлено, что удельный эффективный расход топлива на режиме 80 % нагрузки (1492 кВт) составляет 193,6 г/(кВт · ч), что также удовлетворяет требованиям техническо-

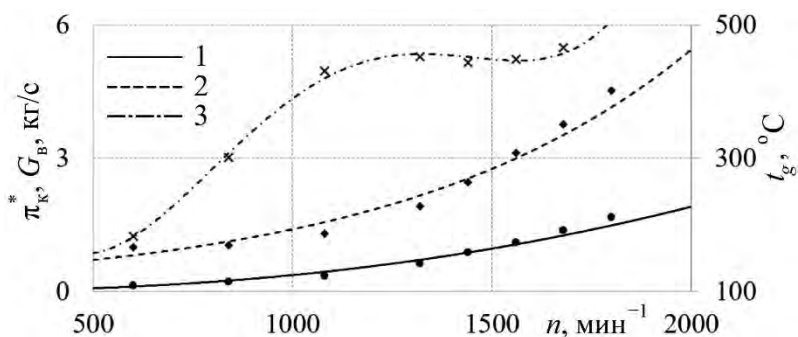


Рис. 5. Зависимости массового расхода воздуха G_v (1), степени повышения полного давления в компрессоре π_k^* (2) и температуры газов перед турбиной t_g (3) от частоты вращения коленчатого вала n при работе дизеля 12ЧН 18,5/21,5 по винтовой характеристике

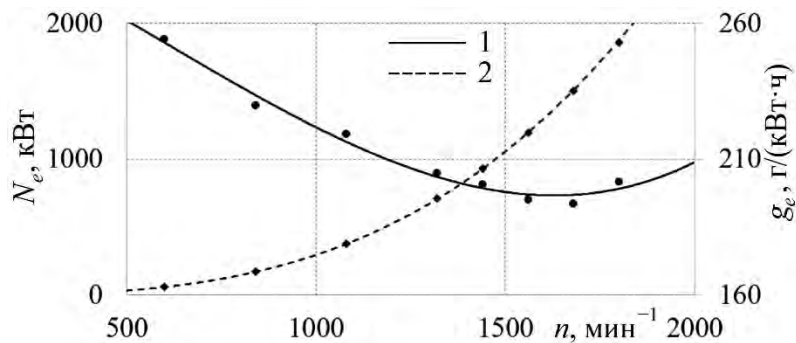


Рис. 6. Зависимости эффективной мощности N_e (1) и удельного эффективного расхода топлива g_e (2) от частоты вращения коленчатого вала n при работе дизеля 12ЧН 18,5/21,5 по винтовой характеристике

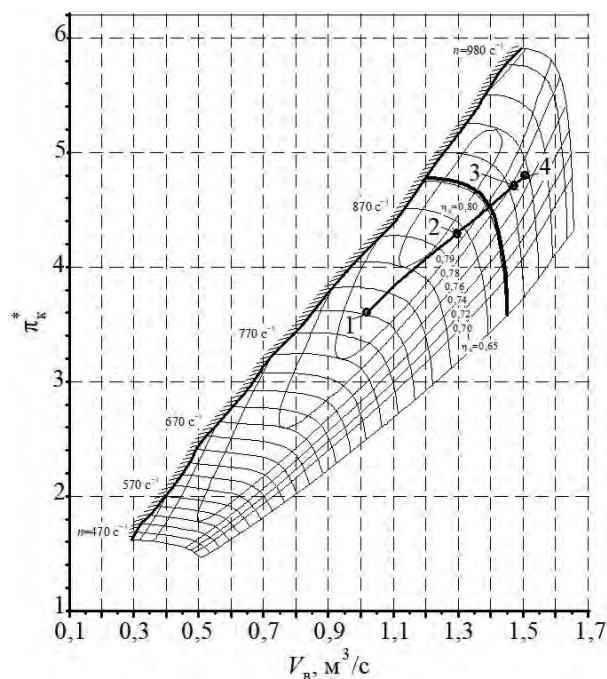


Рис. 7. Гидравлическая характеристика дизеля 12ЧН 18,5/21,5 транспортного назначения при работе по скоростной характеристике (цифры на кривой соответствуют номеру позиции при испытаниях ДВС)

го задания ($196^{+9,7}$ г/(кВт · ч)). Таким образом, технико-экономические показатели рассматриваемого дизеля судового назначения конкурентноспособны в области поршневого двигателестроения.

Далее рассмотрим основные результаты опытно-доводочных испытаний для двигателя 12ЧН 18,5/21,5 транспортного назначения. Гидравлическая характеристика дизеля при работе по скоростной характеристике показана

на рис. 7. На рисунке видно, что предложенная конфигурация турбокомпрессора не подходит для автомобильного дизеля, поскольку режимы работы двигателя на позициях 3 и 4 располагаются за линией максимальной критической скорости вращения ТК. При этом даже на имеющихся режимах работы КПД компрессора не находится в зоне максимальной эффективности (см. рис. 7). Запас по помпажу на режиме 100%-ной мощности составил 11,8 %, т. е. выше минимально необходимого значения (10 %).

Изменения эксплуатационных параметров работы автомобильного двигателя 12ЧН 18,5/21,5 в зависимости от режимов работы показаны на рис. 8 и 9.

При работе дизеля по скоростной характеристике основные параметры работы судового двигателя (расход воздуха G_b , температура газов перед турбиной t_g^* и степень повышения давления π_k^*) также возрастают с увеличением частоты вращения и нагрузки (см. рис. 8). Отметим, что в данном случае максимальные значения t_g^* могут достигать 600°C , что может негативно отразиться на показателях надежности ТК при длительной эксплуатации.

На рис. 9 видно, что удельный эффективный расход топлива транспортного дизеля на режиме 100%-ной нагрузки составляет $204,5$ г/(кВт · ч), что больше, чем у судового ДВС, но удовлетворяет требованиям технического задания для рассматриваемого двигателя (значение в ТЗ — $200^{+9,8}$ г/(кВт · ч)). Дополнительно выявлено, что удельный эффективный расход топлива на режиме 80%-ной нагрузки (1492 кВт)

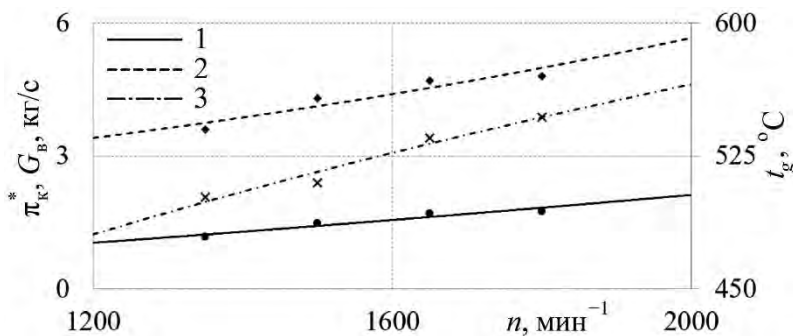


Рис. 8. Зависимости массового расхода воздуха G_b (1), степени повышения полного давления в компрессоре π_k^* (2) и температуры газов перед турбиной t_g^* (3) от частоты вращения коленчатого вала n при работе дизеля 12ЧН 18,5/21,5 по скоростной характеристике

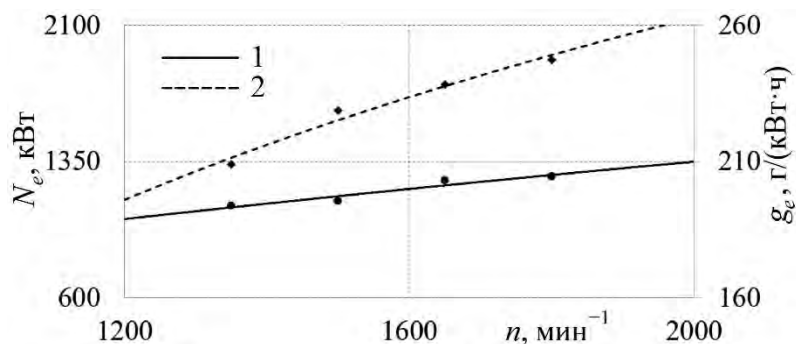


Рис. 9. Зависимости эффективной мощности N_e (1) и удельного эффективного расхода топлива g_e (2) от частоты вращения коленчатого вала n при работе дизеля 12ЧН 18,5/21,5 по скоростной характеристике

составляет 195,5 г/(кВт · ч). Соответственно, можно констатировать, что системы наддува и газообмена нуждаются в дальнейшей глубокой модернизации при использовании двигателя 12ЧН 18,5/21,5 в транспортной отрасли.

Заключение

На основе проведенных опытно-доводочных испытаний можно сделать следующие основные выводы.

1. Выполнены опытно-доводочные испытания для дизеля 12ЧН 18,5/21,5 (ООО «УДМЗ») для судового и транспортного назначения с двумя турбокомпрессорами фирмы «ABB Turbo Systems».

2. Получены гидравлические характеристики рассматриваемого дизеля при его работе по винтовой и скоростной характеристикам, а также его основные эксплуатационные и технико-экономические показатели.

3. Установлено, что для окончательного внедрения судового двигателя в серийное производство необходимо обеспечить запас по максимальной частоте вращения ротора турбокомпрессора на номинальном режиме работы, для чего потребуется сдвинуть точку работы компрессора вниз или влево. В этом случае перенастройка ТК может заключаться в увеличении площади соплового аппарата турбины или уменьшении площади диффузора.

4. Выявлено, что предложенная конфигурация турбокомпрессора полностью не подходит для автомобильного двигателя, поскольку часть режимов работы двигателя на рабочих характеристиках двигателя располагаются за линией максимальной критической скорости вращения ТК. Следовательно, в данном случае необходима глубокая перенастройка системы газообмена и конфигурации турбокомпрессора.

Литература

- [1] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., Fansler T., et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 2020, vol. 21 (1), pp. 3–10. DOI: 10.1177/1468087419877990
- [2] Гришин Ю.А. *Агрегаты наддува двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, 82 с.
- [3] Wang T.J. Optimum design for intake and exhaust system of a heavy-duty diesel engine by using DFSS methodology. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, vol. 32, no. 7, pp. 3465–3472. DOI: 10.1007/s12206-018-0650-6
- [4] Гаврилов А.А., Гоц А.Н. Модель турбонаддува в цикле двигателя с переменным давлением воздуха на впуске. *Фундаментальные исследования*, 2013, № 8–1, с. 24–28. URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31863> (дата обращения 16.02.2022).
- [5] 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.
- [6] Коваленко Д.В., Хрящев Ю.Е. Совершенствование системы управления турбонаддувом транспортного дизеля. *История и перспективы развития транспорта на севере России*, 2020, № 1, с. 78–81.

- [7] Терещенко Е.С., Шабалин Д.В. Улучшение качества переходных процессов дизеля с газотурбинным наддувом применением системы управления турбокомпрессором. *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*, 2012, № 1 (23), с. 76–79.
- [8] Rakopoulos C.D., Andritsakis E.C., Hountalas D.T. The influence of the exhaust system unsteady gas flow and insulation on the performance of a turbocharged diesel engine. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1995, vol. 15 (1), pp. 51–72. DOI: 10.1016/0890-4332(95)90037-3
- [9] Mahabadipour H., Krishnan S.R., Srinivasan K.K. Investigation of exhaust flow and exergy fluctuations in a diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 147, pp. 856–865. DOI: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.10.109
- [10] Zhang Y., Wang C., Xinqian Z., Zhuge W., Wu Y., Xu J. Adaptive flow optimization of a turbocharger compressor to improve engine low speed performance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, vol. 27 (6), pp. 1581–1587. DOI: 10.1007/S12206-013-0403-5
- [11] Wei J., Xue Y., Deng K., Yang M., Liu Y. A direct comparison of unsteady influence of turbine with twin-entry and single-entry scroll on performance of internal combustion engine. *Energy*, 2020, 212, article number 118638. DOI: 10.1016/j.energy.2020.118638
- [12] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Улучшение динамических свойств среднеоборотного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 11 (740), с. 59–74. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-11-59-74
- [13] Mirza-Hekmati D., Heath W.P., Apsley J.M., Forbes J.R. Down-speeding diesel engines with two-stage turbochargers: analysis and control considerations. *International Journal of Engine Research*, 2022, vol. 23 (1), pp. 78–89. DOI: 10.1177/1468087420976482
- [14] Liu S., Leng L., Zhou W., Shi L. Optimizing the Exhaust System of Marine Diesel Engines to Improve Low-speed Performances and Cylinder Working Conditions. *Fluid Dynamics and Materials Processing*, 2021, vol. 17 (4), pp. 683–695. DOI: 10.32604/fdmp.2021.013575
- [15] Shi L., Wang S., Deng K., Cui Y. Variable geometry exhaust manifold turbocharging system for an 8-cylinder marine diesel engine. *Journal of Marine Science and Technology (Japan)*, 2012, vol. 17 (2), pp. 252–259. DOI: 10.1007/s00773-012-0161-6
- [16] Wang S.-M., Zhu J., Deng K.-Y., Cui Y., Xing W.-D. Preliminary study on a variable-geometry exhaust manifold turbocharging system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2011, vol. 225 (8), pp. 1078–1086. DOI: 10.1177/0954407011404771
- [17] Жилкин Б.П., Лашманов В.В., Плотников Л.В., Шестаков Д.С. *Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2015, 228 с.
- [18] Столяров А.С. Улучшение сходимости системы уравнений совместной работы дизеля и турбокомпрессора. *Труды Крыловского государственного научного центра*, 2021, № S1, с. 100–102. DOI: 10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-100-102
- [19] Ma Z., Gu Y., Zhu S., Yang M., Deng K. Analysis on capability of power recovery of marine diesel engine at high backpressure conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2021, vol. 204, article number 117933. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117933
- [20] Tian W., Du D., Li J., Han, Yu W. Establishment of a two-stage turbocharging system model and analysis on influence rules of key parameters. *Energies*, 2020, vol. 13(8), article number 1953. DOI: 10.3390/en13081953
- [21] Развитие модельного ряда двигателей ПАО «Звезда» и ООО УДМЗ (материалы конгресса СИМАС 2016). *Двигателестроение*, 2016, № 3 (265), с. 32–55.
- [22] Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов А.В. *Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке*. Санкт-Петербург, Наука, 2006, 386 с.
- [23] Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Совершенствование процесса топливоподачи теплового дизеля 8ЧН 21/21, работающего по циклу Миллера. *Двигателестроение*, 2021, № 1, с. 20–25.

Сведения об авторах

Плотников Леонид Валерьевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. E-mail: leonplot@mail.ru

Шестаков Дмитрий Сергеевич — кандидат технических наук, начальник отдела ООО «Уральский дизель-моторный завод», доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. E-mail: dmshe@mail.ru

Пономарев Дмитрий Алексеевич — начальник бюро ООО «Уральский дизель-моторный завод», ассистент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. E-mail: dimary@mail.ru

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Плотников Л.В., Шестаков Д.С., Пономарев Д.А. Доводка системы турбонаддува дизеля 12ЧН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 67–75.

Please cite this article in English as:

Plotnikov L.V., Shestakov D.S., Ponomarev D.A. Fine-Tuning of the Turbocharging System of the Diesel Engine (18,5/21,5) in Accordance with the Industry Purpose. *Engines construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 67–75. (In Russ.).

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование

УДК 621.436

Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува

А.Г. Кузнецов¹, С.В. Харитонов¹, В.А. Рыжов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² АО «Коломенский завод»

Research of the Dynamic Properties of a Diesel Locomotive when Using Variable Geometry Turbine

A.G. Kuznetsov¹, S.V. Kharitonov¹, V.A. Ryzhov²

¹ Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

² JSC "Kolomensky Zavod"

Аннотация. В настоящее время при использовании на дизелях современных систем топливоподачи и систем управления с электронными блоками основным средством улучшения динамических свойств дизелей служит регулируемый наддув. Для тепловозных дизелей эффективными методами интенсификации работы турбокомпрессоров являются регистровый наддув и применение турбин с регулируемым направляющим аппаратом. Проведено исследование возможностей улучшения динамических свойств тепловозного дизеля Д500 при использовании регулируемого наддува расчетным методом на стенде полунатурного моделирования, где компьютерная модель дизеля сопрягалась с натурным образцом системы комплексного адаптивного управления, разработанным в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Модель дизеля обеспечивала расчет параметров рабочего процесса в реальном времени. Представлены результаты моделирования переходных процессов при использовании регистрового наддува и турбин с регулируемым направляющим аппаратом. Выполнен анализ полученных результатов. Показано влияние на вид переходных процессов пневмокоррекции подачи топлива по коэффициенту избытка воздуха.

Ключевые слова: дизельный двигатель, регулируемый турбонаддув, регистровый наддув, турбина с регулируемым направляющим аппаратом, пневмокоррекция топливоподачи, переходные процессы, математическое моделирование, системы управления

At present, when modern fuel supply systems and control systems with electronic units are used on diesel engines, the main means of improving the dynamic properties of diesel engines is controlled boost. For diesel locomotives, register turbocharging and the use of variable geometry turbine are effective methods of intensifying the operation of turbochargers. A study of the possibilities of improving the dynamic properties of the diesel locomotive D500 with the use of controlled boost by the calculation method at the stand of Hardware-in-the-Loop modeling, where a computer model of the diesel engine was interfaced with a full-scale model of the integrated adaptive control system developed at the Bauman Moscow State Technical University. The mathematical model of diesel provided the calculation of the parameters of the workflow in real time. The results of modeling transient processes using register turbocharging and variable geometry turbine are presented. The analysis of the obtained results is carried out. The effect on the type of transient processes of pneumatic correction of fuel supply by the excess air coefficient is shown.

Keywords: diesel engine, controlled boost, register turbocharging, variable geometry turbine, pneumatic correction of fuel supply, transients, mathematical modeling, management systems

Улучшение динамических свойств дизелей традиционно осуществлялось путем подбора коэффициентов пропорционально-интегрального или пропорционально-интегрально-дифференциального законов регулирования для интенсификации подачи топлива в переходных процессах [1–3]. Данный подход к решению проблемы был ориентирован на применение классической топливной аппаратуры с золотниковыми топливными насосами высокого давления. Подача топлива задавалась положением рейки, которая перемещалась исполнительным устройством регулятора (аналоговое регулирование без воздействия на отдельные впрыски). При успешной настройке параметров регулятора переходили к решению проблемы снабжения двигателя необходимым расходом воздуха. Данная проблема решается либо использованием резервных баллонов со сжатым воздухом, как это делается в ряде случаев на дизель-генераторах, либо регулированием турбонаддува. Исследование влияния различных способов подвода в переходных процессах наброса нагрузки дополнительного воздуха на показатели переходных процессов дизель-генератора описано в [4].

В настоящее время системы управления двигателями организованы на основе электронных цифровых программируемых блоков, что определяет переход к дискретному импульсному регулированию, при котором с помощью быстросрабатывающих клапанов с электромагнитным приводом осуществляется воздействие на каждый впрыск топлива. В современных системах управления дизелями возможно применение новых законов регулирования, обеспечивающих любое изменение подачи топлива в каждом последующем впрыске. Поэтому при решении задачи по улучшению динамических свойств дизелей на первый план выходит проблема обеспечения двигателя достаточным количеством воздуха. В мировой практике используются различные методы регулирования турбонаддува, реализация которых обычно осуществляется специальными электронными блоками [5–7]. В одной части методов воздействия на турбокомпрессор со стороны турбины предусмотрено уменьшение доли энергии отработавших газов, срабатываемой в турбине, другие методы направлены на интенсификацию работы турбины. Среди способов интенсификации работы турбокомпрессоров следует выделить регистровый наддув и применение турбины

с изменяемым положением лопаток направляющего аппарата [8].

Регистровый наддув можно применять при установке на дизель двух параллельно работающих турбокомпрессоров, например, на V-образных двигателях; такой наддув предусматривает выключение одного из турбокомпрессоров на частичных режимах работы. На режимах малых частот вращения и нагрузок энергии отработавших газов не хватает для нормальной работы двух агрегатов наддува. При отключении одного из турбокомпрессоров весь поток отработавших газов поступает на второй турбокомпрессор, что обеспечивает его интенсивную работу.

В настоящее время широко применяются турбины с регулируемым направляющим аппаратом, поскольку при этом обеспечивается гибкая подстройка режима турбокомпрессора к режиму двигателя [9]. На режимах работы двигателя при сравнительно больших частотах вращения и нагрузках лопатки находятся в положении полного открытия направляющего аппарата турбины, при котором поток отработавших газов поступает на большую часть поверхности лопаток колеса турбины. Турбокомпрессор обеспечивает дизель требуемым количеством воздуха. На режимах малых частот вращения и повышенных нагрузок такой характер течения отработавших газов не позволяет турбине развивать крутящий момент, достаточный для обеспечения привода компрессора и снабжения дизеля воздухом. Регулятор устанавливает лопатки в положение, при котором уменьшается площадь проходного сечения направляющего аппарата, возрастают давление отработавших газов перед турбиной и скорость потока газов в межлопаточных каналах турбины. Поток газов поступает на периферийную часть лопаток турбины, тем самым увеличивая плечо силы, действующей на лопатки. В результате влияния перечисленных факторов возрастает крутящий момент турбины и в итоге повышается давление наддува. На различных режимах работы лопатки направляющего аппарата турбины устанавливаются в положение, необходимое для эффективной работы турбокомпрессора.

Сравнивая два описанных метода регулирования турбонаддува, отметим, что регистровый наддув является способом ступенчатого (дискретного) регулирования, поскольку предусматривает только два варианта работы системы наддува — функционирование либо одного,

либо двух агрегатов наддува. Поле режимов работы двигателя в этом случае делится на две части, соответствующие штатной работе системы наддува и отключению одного из турбокомпрессоров. Изменение положения лопаток направляющего аппарата турбины позволяет осуществлять гибкое аналоговое регулирование с любым требуемым изменением угла установки лопаток на различных режимах работы двигателя.

Регулируемый наддув актуален как для установившихся, так и для неустановившихся режимов работы дизеля. Возможности формирования статических характеристик дизеля с регулируемым турбонаддувом описаны в [9]. В данной работе приведены результаты исследования улучшения динамических свойств дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. Объектом исследования служит перспективный среднеоборотный V-образный дизель Д500 размерностью 26,5/31 производства ОАО «Коломенский завод» [10]. Рассмотрена 12-цилиндровая модификация дизеля, предназначенная для применения в энергической установке тепловоза. На дизель планируется установить два турбокомпрессора ABB [11].

Алгоритм регулируемого наддува реализован с помощью системы управления. Агрегаты наддува для дизеля Д500 вместе с отдельной системой регулирования поставляются на завод сторонней фирмой. В то же время для наиболее эффективной работы дизеля требуется согласование системы регулирования частоты вращения, действующей на топливоподачу, и системы регулирования наддува. Это свидетельствует о целесообразности применения единой комплексной системы управления дизелем, содержащей контуры регулирования частоты вращения и турбонаддува. В такой комплексной системе наиболее удобно организовать согласованное функционирование систем топливоподачи и наддува. В МГТУ им. Н.Э. Баумана разработан и изготовлен электронный блок системы комплексного адаптивного управления дизельными двигателями различного назначения [12]. Блок содержит каналы регулирования параметров отдельных систем двигателя, на которые может воздействовать современная система управления, в том числе в блоке предусмотрены контуры регулирования частоты вращения и наддува.

Исследование возможностей улучшения динамических свойств дизеля при использовании

регулируемого турбонаддува проводили в процессе отладки электронного блока комплексной адаптивной системы управления. Поскольку разработку электронного блока осуществляли одновременно с изготовлением дизеля, доводку и отладку блока выполняли на специальном стенде полунатурного моделирования, где натурный образец блока находился в сопряжении с компьютерной моделью двигателя [13, 14].

Для полной имитации реальной работы полунатурное моделирование проводится в реальном времени, поэтому к модели двигателя предъявляется требование повышенного быстродействия при проведении расчета рабочего процесса. В связи с этим такие широко используемые в настоящее время программы расчета рабочего процесса двигателей, как «Дизель-РК» [15], AVL FIRE, GT-Suite для полунатурного моделирования не подходят, поскольку не обладают необходимым быстродействием. Модель двигателя должна также предусматривать расчет как установившихся режимов, так и переходных процессов для анализа динамических свойств дизеля в составе системы управления.

Основу разработанной математической модели дизеля составляют дифференциальные уравнения четырех элементов комбинированного двигателя, описывающих изменения во времени параметров рабочего процесса [16]: поршневой части; турбокомпрессоров; впускного и выпускного трубопроводов. Чтобы достичь высокой скорости расчета для моделирования работы двигателя в реальном времени, ряд параметров рабочего процесса, определяющих правые части уравнений, задаются как функциональные зависимости в виде полиномов, ряда Фурье, логарифмических преобразований аргументов, рациональных дробей. В эту группу входят следующие параметры: индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) дизеля, коэффициент наполнения, адиабатический КПД компрессора, эффективный КПД турбины, температура наддувочного воздуха, температура газов в выпускном трубопроводе, момент внутренних потерь в дизеле, момент сопротивления потребителя энергии, расход воздуха через компрессор, расход газов через турбину, степень понижения давления газов в турбине.

Компьютерная модель дизеля реализована в программном комплексе MATLAB/Simulink [17, 18]. Для удобства задания параметров расчета был создан специальный интерфейс, пред-

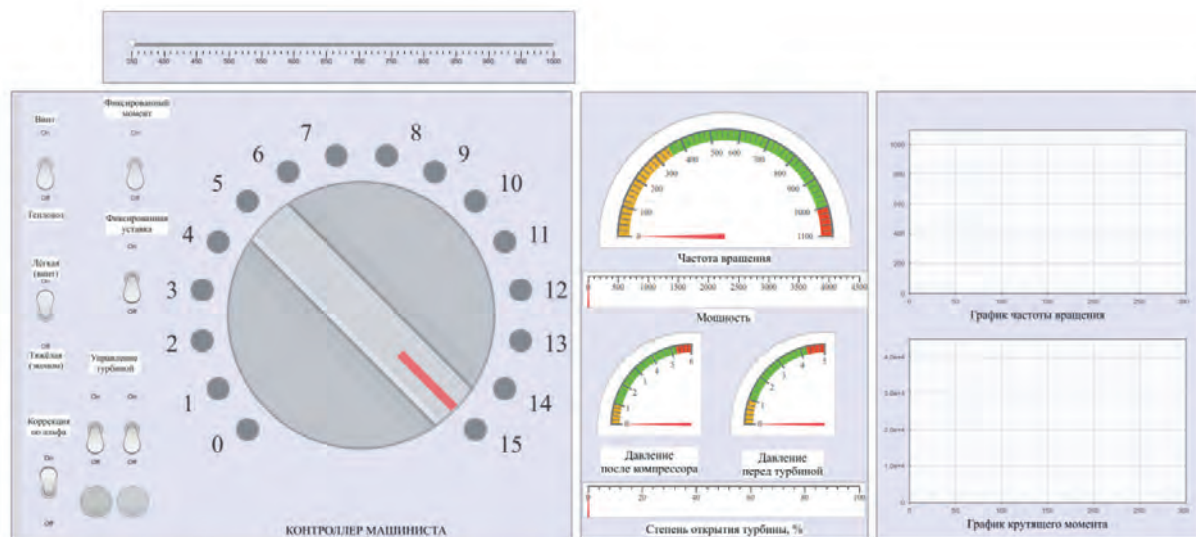


Рис. 1. Интерфейс компьютерной программы

усматривающий управление двигателем в различных энергетических установках (рис. 1). В левой части панели интерфейса расположен контроллер машиниста тепловоза в виде тумблера с 16 позициями и ряд переключателей режима работы энергетической установки. Сверху — шкала для задания любой частоты вращения в рабочем диапазоне двигателя. В средней части панели находятся стрелочные приборы, показывающие частоту вращения вала дизеля, давление наддувочного воздуха, давление отработавших газов, и шкала степени открытия направляющего аппарата турбины (если используется метод регулирования наддува поворотом лопаток направляющего аппарата). В правой части панели содержатся два окна для наблюдения переходных процессов изменения частоты вращения и крутящего момента дизеля.

Особенности построения математической модели позволили задавать шаг расчета, соответствующий реальному времени, поэтому с помощью интерфейса появляется возможность в динамике изменять параметры режима работы двигателя и реагировать на текущие процессы. В зависимости от области применения дизеля становятся активными различные органы управления. При моделировании работы в составе дизель-генераторной установки тепловоза задание режима осуществляется переключением контроллера машиниста в выбранную позицию, определяющую конкретную частоту вращения и мощность дизеля.

При исследовании моделировали процессы нагружения дизеля при различных вариантах изменения позиций контроллера машиниста тепловоза. Режимы работы дизеля по тепловозной характеристике, соответствующие 16 позициям контроллера машиниста, приведены на рис. 2 и были выбраны из следующих соображений: позиции по частоте вращения распределены равномерно с шагом 50 мин^{-1} ; мощности двигателя на каждой позиции выбраны так, чтобы они располагались на экономической характеристике двигателя, которая была определена в [19].

При моделировании переходных процессов максимальная подача топлива была ограничена значениями, соответствующими внешней скоростной характеристике, вид которой сформирован по результатам расчета установившихся режимов дизеля в [9]. При применении пневмокоррекции для устранения дымления дизеля ограничение подачи топлива осуществлялось из условия поддержания коэффициента избытка воздуха $\alpha \geq 1,6$.

Результаты моделирования в виде переходных процессов при последовательном переводе контроллера машиниста с 1-й на 15-ую позиции приведены на рис. 3–8. Показаны изменения частоты вращения вала двигателя n_d (черная линия) и заданная согласно позиции контроллера машиниста (уставки) n (серая линия). При моделировании проанализированы такие параметры двигателя, как частоты вращения турбокомпрессоров, крутящий момент двигателя, цикловая подача топлива и др.

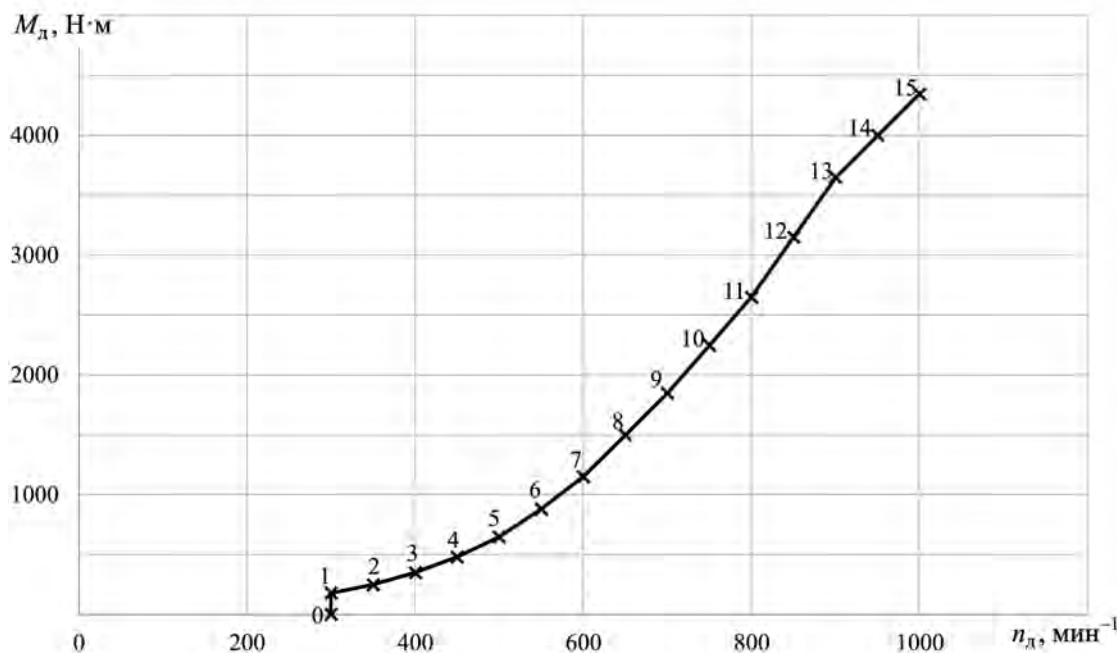


Рис. 2. Режимы тепловозной характеристики

Переходный процесс, соответствующий плавному разгону дизеля с ожиданием стабилизации частоты вращения на каждой позиции без регулирования турбонаддува (рис. 3), оказался возможен только без пневмокоррекции топливоподачи. Попытка использования пневмокоррекции позволила дизелю выйти на режим, соответствующий только 7-й позиции контроллера машиниста. Дальнейший прием нагрузки был невозможен из-за неудовлетворительной работы системы наддува. При разгоне дизеля без пневмокоррекции образуются долгие периоды, при которых коэффициент избытка воздуха $\alpha < 1,6$, что соответствует плохим условиям воздухообеспечения. Такая работа сопряжена с по-

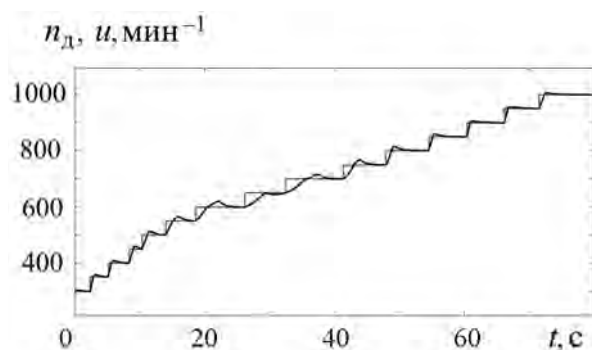


Рис. 3. Переходные процессы без регулирования турбонаддува и пневмокоррекции

вышенной дымностью отработавших газов. Переходы на позиции 7–9 происходят значительно медленнее остальных. Именно на этих позициях происходит активная раскрутка турбокомпрессоров и их выход на нормальные рабочие характеристики. На позициях 6–9 компрессоры периодически попадают в зону помпажа. При этом в связи с отсутствием регулирования наддува периоды помпажа являются продолжительными.

Выполнен анализ переходных процессов при использовании регистрового наддува: до частоты вращения 800 мин^{-1} работает один турбокомпрессор, далее подключается второй турбокомпрессор. Результат расчета без пневмокоррекции топливоподачи показан на рис. 4, с пневмокоррекцией — на рис. 5. Без пневмокоррекции разгон дизеля происходит быстро, но при каждом ускорении с 1-й до 11-й позиции, пока работает один турбокомпрессор, коэффициент избытка воздуха снижается до $\alpha = 1$. Такие режимы работы сопряжены со значительным дымлением. При осуществлении пневмокоррекции происходит снижение динамики разгона. Положительным эффектом при ограничении коэффициента избытка воздуха на уровне $\alpha = 1,6$ является возможность дизеля работать без образования дыма.

Использование турбокомпрессоров с изменяемым положением лопаток соплового ап-

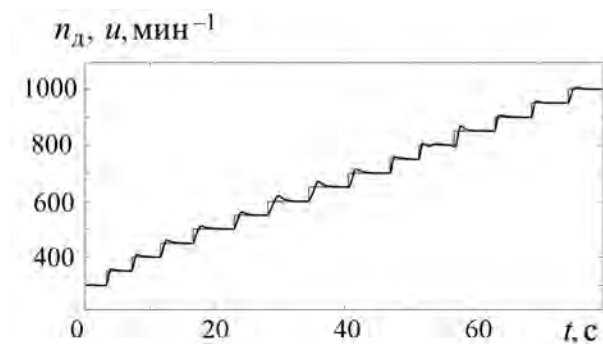


Рис. 4. Переходные процессы при регистрадном наддуве без пневмокоррекции

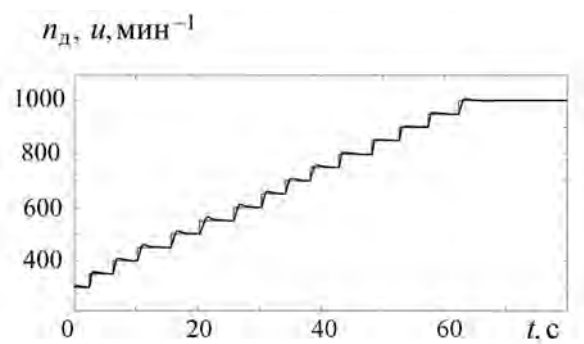


Рис. 6. Переходные процессы при двух регулируемых турбокомпрессорах без пневмокоррекции

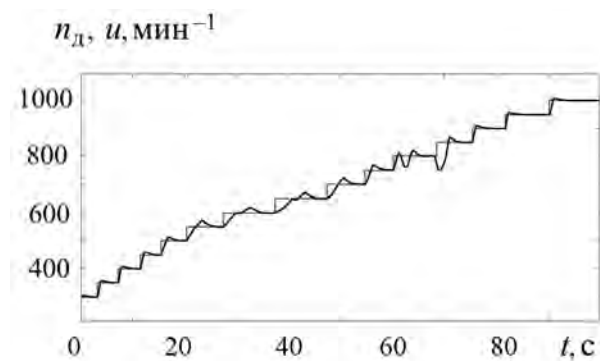


Рис. 5. Переходные процессы при регистрадном наддуве с пневмокоррекцией

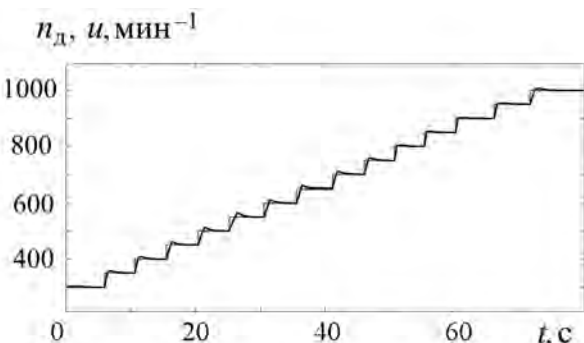


Рис. 7. Переходные процессы при двух регулируемых турбокомпрессорах с пневмокоррекцией

парата турбины позволяет заметно повысить приемистость двигателя. Результат расчета переходных процессов для варианта работы двух турбокомпрессоров с регулируемым сопловым аппаратом турбины без использования пневмокоррекции приведен на рис. 6. Время переходных процессов заметно уменьшилось, периоды пребывания компрессоров на помпаже сократились. Коэффициент избытка воздуха не опускается ниже критических значений, поэтому введение пневмокоррекции не оказывает заметного влияния на протекание переходных процессов (рис. 7). Отметим уменьшение времени переходных процессов на позициях 7–9 с четырех секунд до одной. Таким образом, применение двух регулируемых турбокомпрессоров позволяет уменьшить время переходных процессов примерно в 4 раза.

При исследовании рассмотрен вариант использования одного регулируемого турбокомпрессора и второго нерегулируемого, при этом оба подключены постоянно. Результат расчета

такого варианта системы без коррекции топливоподачи показан на рис. 8. Отметим, что уменьшение проходного сечения соплового аппарата регулируемого турбокомпрессора приводит к перераспределению расходов отработавших газов через турбины. Большая часть отработавших газов поступает в нерегулируемый турбокомпрессор с меньшим сопротивлением на входе. Это приводит к разгону нерегулируемого турбокомпрессора. При этом регулируемый турбокомпрессор постоянно попадает в режим помпажа. Работа в таком варианте системы наддува с пневмокоррекцией невозможна, поскольку разгон турбокомпрессоров прекращается при достижении двигателем частоты вращения 600 мин⁻¹.

Проведено исследование различных вариантов алгоритмов работы комплексной адаптивной системы автоматического управления дизелем. В качестве примера на рис. 9 показаны переходные процессы при резком переводе контроллера машиниста с 1-й на 15-ю позицию. Задан такой алгоритм работы системы управления, при кото-

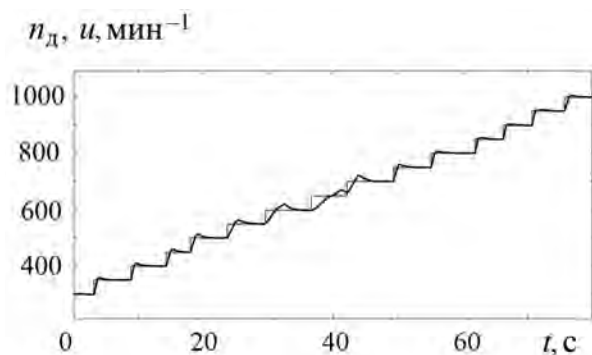


Рис. 8. Переходные процессы при одном регулируемом турбокомпрессоре без пневмокоррекции

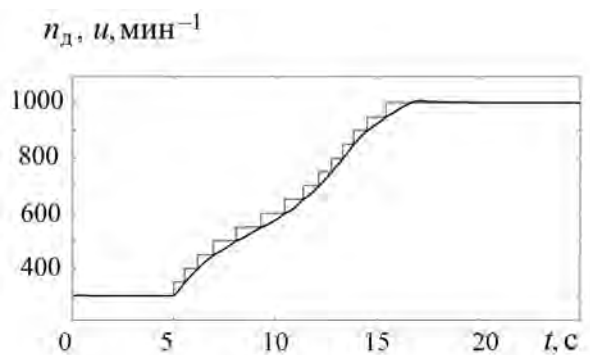


Рис. 9. Переходные процессы при резком нагружении дизеля

ром осуществляется автоматический переход по позициям тепловозной характеристики. Перевод на следующую позицию система управления выполняет автоматически в момент достижения частотой вращения значения, заданного предыдущей позицией, без ожидания полной стабилизации частоты вращения на каждой позиции. Используются два регулируемых турбокомпрессора с пневмокоррекцией топливоподачи. На рис. 9 видно, что дизель справляется с таким вариантом резкого нагружения.

Выводы

1. Регулируемый наддув служит эффективным средством улучшения динамических свойств дизелей. Среди методов интенсификации работы турбокомпрессоров для тепловозных дизелей следует выделить регистровый наддув (для V-образных двигателей) и применение турбин с изменяемым положением лопаток направляющего аппарата.

2. Применение регистрового наддува на частичных режимах обеспечивает нормальную работу одного турбокомпрессора и снабжение двигателя достаточным количеством воздуха. Пневмокоррекция подачи топлива замедляет переходные процессы, но ликвидирует дымление дизеля.

3. Наибольший эффект по интенсификации разгона двигателя и сокращению времени переходных процессов дает применение турбин с регулируемым направляющим аппаратом. В этом случае пневмокоррекция не приводит к заметному ухудшению динамических свойств дизеля.

4. Для согласованной работы систем топливоподачи и воздухообеспечения дизеля целесообразно использовать комплексные адаптивные системы управления с контурами регулирования частоты вращения и турбонаддува. Такая система управления разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана для дизельных двигателей различного назначения.

Литература

- [1] 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 (712), с. 35–46. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46
- [2] Tran T.A. Analysis of the PID Controller for Marine Diesel Engine Speed on Simulink Environment. *2020 International Conference on Electrical Engineering and Control Technologies (CEEET)*, 2020, pp. 1–5. DOI: 10.1109/CEEET50755.2020.9298679
- [3] Wahlström J., Eriksson L., Nielsen L., Pettersson M. PID controllers and their tuning for EGR and VGT control in diesel engines. *IFAC Proceedings Volumes*, 2005, vol. 38, iss. 1, pp. 212–217. DOI: 10.3182/20050703-6-CZ-1902.01923
- [4] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Лю Ин. Исследование методов интенсификации переходных процессов дизель-генератора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 6 (699), с. 50–58. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-6-50-58
- [5] Kahveci N.E., Impram S.T., Genc A.U. Boost pressure control for a large diesel engine with turbocharger. *Proceedings of the American Control Conference*, 2014, pp. 2108–2113. DOI: 10.1109/ACC.2014.6858888

- [6] Giakoumis E.G. Review of some methods for improving transient response in automotive diesel engines through various turbocharging configurations. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2016, vol. 2, art. 4. DOI: 10.3389/fmech.2016.00004
- [7] Lee B., Filipi Z., Assanis D., Jung D. Simulation-based assessment of various dual-stage boosting systems in terms of performance and fuel economy improvements. *SAE International Journal of Engines*, 2009, vol. 2 (1), pp. 1335–1346. DOI: 10.4271/2009-01-1471
- [8] Wahlström J. *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines*: doctoral PhD dissertations from Sweden, 2009, 240 p.
- [9] Wahlström J., Eriksson L. Modeling diesel engines with a variable-geometry turbocharger and exhaust gas recirculation by optimization of model parameters for capturing non-linear system dynamics. *Proc. Institution of Mechanical Engineers. Pt. D, J. Automobile Engineering*, 2011, vol. 225 (7), iss. 7, pp. 960–986. DOI: 10.1177/0954407011398177
- [10] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Формирование статических характеристик дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 1, с. 43–50. DOI: 10.18698/0536-1044-2020-1-43-50
- [11] Рыжов В.А. Отечественные двигатели нового поколения Д500. *Новый оборонный заказ. Стратегии*, 2015, № 5, с. 40–41.
- [12] *Product information. Our turbocharging platform for you rail engine*. Available at: https://library.e.abb.com/public/cb083e6b3aa75f80c1257a7d004628e7/ABBTC_BRO1190_TPR.pdf (accessed February 3, 2022).
- [13] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем. *Двигателестроение*, 2021, № 2, с. 20–25.
- [14] Кузнецов А.Г. Стенд полунатурного моделирования динамических режимов энергетических установок с дизелями. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2008, № 4, с. 25–29.
- [15] Neumann D., Jorg C., Peschke N., et al. Real-time capable simulation of diesel combustion processes for HiL applications. *Int. J. Engine Res.*, 2017, vol. 19, no. 2, pp. 214–229. DOI: 10.1177%2F1468087417726226
- [16] Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б. Программа дизель-ПК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС. «Двигатель – 2010»: матер. междунар. конф. Москва, 16 октября 2010 г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, с. 287–292.
- [17] Kuznetsov A.G., Kudryavtsev A.A., Vornychyev D.S., Kharitonov S.V. A mathematical model of a diesel engine for simulation modeling of the control system. *Global Journal of Pure and Applied Mathematics (GJPAM)*, 2016, vol. 12, no. 1, pp. 213–228.
- [18] Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Математическая модель моторного цикла дизеля и ее программная реализация в среде Simulink. *Вестник транспорта Поволжья*, 2018, № 5 (71), с. 73–80.
- [19] 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. 685. DOI: 10.3390/en10050685
- [20] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Исследование работы дизеля по тепловозной характеристике. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 12 (693), с. 11–19. DOI: 10.18698/0536-1044-2017-12-11-19

Сведения об авторах

Кузнецов Александр Гаврилович — доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kuzag441@mail.ru

Харитонов Сергей Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: devilfess@mail.ru

Рыжов Валерий Александрович — доктор технических наук, руководитель направления управления по дизельному машиностроению и специальной продукции, АО «Коломенский завод».

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 76–83.

Please cite this article in English as:

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 (287), pp. 76–83. (In Russ.).

Требования к оформлению статей

1. Статьи следует представлять в редакцию в распечатанном на бумаге виде и на электронном носителе или могут быть присланы в редакцию по электронной почте. Архив материалов должен иметь формат .rar, рисунки могут находиться в одном архиве с текстом, размер файла не более 5 Мб.

2. Общий объем рукописи статьи (текст + иллюстрации) должен содержать от 4 до 20 страниц листа формата А4.

3. К статье в обязательном порядке следует приложить представление от организации (факультета, НТС), экспертное заключение о возможности опубликования в открытой печати, авторское заявление на публикацию статьи.

4. Текст рукописи статьи должен быть тщательно отредактирован.

5. Статья должна быть подписана авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия вуза (организации), адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код РИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID. Также необходимо предоставить фотографии авторов статьи в электронном виде.

6. В начале рукописи статьи в левом верхнем углу указывают индекс УДК. Затем приводят остальные данные в следующем порядке: полное название статьи (на русском и английском языках); инициалы и фамилии авторов (на русском и английском языках); названия организаций; аннотация не менее 120 слов (актуальность, постановка проблемы, пути решения поставленной проблемы, результаты и выводы); ключевые слова — понятия и термины, используемые в статье (8–10 слов); текст статьи; список литературы; информация об авторах.

7. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе Word 2010. Текст должен быть отпечатан через полтора интервала 14 кеглем, шрифт Times New Roman, на одной стороне листа с полями шириной 2,5 см. Абзацные отступы должны быть одинаковыми по всему тексту — 1,25 см. Кавычки (« »); скобки ([], ()); тире — длинное (—) в тексте; короткое (–) в цифровом сочетании (1–5, 1996–1998 и т. д.). Нумерация страниц обязательна. В рукописи статьи необходимо сделать ссылки на таблицы, рисунки и литературные источники, приведенные в материалах. Переносы использовать автоматические (категорически запрещается использовать переносы по требованию).

8. Оригиналы рисунков в формате .tif, .jpg, .bmp, .pdf, .eps с разрешением 300 dpi должны быть дополнительно представлены в редакцию отдельными файлами. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисуночными подписями. Применение псевдографики, изготовление рисунков, чертежей и фотографий кустарным способом не допускается.

9. Формулы набирают в редакторе MathType. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.

10. В рукописях статей следует применять Систему международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения приводят на русском языке).

11. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи из журналов, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования.

12. Редакция сообщает автору о получении материалов статьи. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения. Редакция оставляет за собой право не вступать в переписку с теми, кто не выполнил основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.

13. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.

14. Плата за публикацию статей не взимается.