

ДВИГАТЕЛЕ • СТРОЕНИЕ

3



dvs.bmstu.ru

Включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, ученой степени доктора наук (категория K2)



Общие проблемы двигателестроения;
Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей;
Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей;
Альтернативные энергетические установки;
Системы и агрегаты двигателей;
Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование;
Топливо и смазочные материалы, присадки;
История развития конструкций (проектов), предприятий, науки о двигателях;

Конструкционные материалы;
Проблемы экологии;
Альтернативные топлива;
Ресурсосбережение;
Эксплуатация и ремонт двигателей;
Экономика и качество продукции;
Гипотезы и дискуссии;
Обзорная и справочная информация.

Главный редактор

Гордин Михаил Валерьевич, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана

Редакционная коллегия

Альт Виктор Валентинович, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, ФГБУН «Сибирский физико-технический институт аграрных проблем» (СибФТИ), Новосибирск

Арбеков Александр Николаевич, д-р техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Бурцев Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Габитов Ильдар Исмагилович, д-р техн. наук, профессор, ректор Башкирского государственного аграрного университета, Уфа

Галышев Юрий Виталиевич, д-р техн. наук, доцент, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Санкт-Петербург

Грехов Леонид Вадимович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Грибин Владимир Георгиевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Паровых и газовых турбин» Московского энергетического института (МЭИ ТУ), Москва

Гришин Юрий Аркадьевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Гумеров Ирек Флорович, канд. техн. наук, ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны

Девянин Сергей Николаевич, д-р техн. наук, профессор РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва

Дидманидзе Отари Назирович, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва

Егоров Кирилл Сергеевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Еникеев Рустэм Далилович, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Уфимского государственного авиационного технического университета (УГАТУ), Уфа

Жуков Владимир Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Судостроение и энергетические установки» ФГБОУ «Государственный университет морского и речного флота» (ГУМРФ) им. Адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург

Иванченко Александр Андреевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания и автоматики судовых энергетических установок» ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург

Козлов Андрей Викторович, д-р техн. наук, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва

Кузнецов Александр Гаврилович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Куколев Максим Игоревич, д-р техн. наук, ст. науч. сотр., профессор, ФГАОУ СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург

Лиханов Виталий Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» ФГОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия» МСХ РФ, Киров

Манушин Эдуард Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Мягков Леонид Львович, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Новиков Лев Анатольевич, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., генеральный директор ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Обозов Александр Алексеевич, д-р техн. наук, доцент, профессор, ФГБОУ ВПО Брянский государственный технический университет, Брянск

Editor-in-Chief

Gordin M.V. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

The Editorial Board

Alt V.V. Academician, Dr. Sc. (Eng.) (SibFTI), Russia

Arbekov A.N. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Burtsev S.A. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gabitov I.I. Dr. Sci. (Eng.) (BashGAU), Russia

Galyshev Yu.V. Dr. Sci. (Eng.) (SPbPU), Russia

Grekhov L.V. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gribin V.G. Dr. Sc. (Eng.) (MPEI), Russia

Grishin Yu.A. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Gumerov I.F. Ph. D. (Eng.) (PJSC KAMAZ), Russia

Devyanin S.N. Dr. Sc. (Eng.) (RSAU-MTAA), Russia

Didmanidze O.N. Academician, Dr. Sc. (Eng.) (RSAU-MTAA), Russia

Egorov K.S. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Enikeev R.D. Dr. Sc. (Eng.) (USATU), Russia

Zhukov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (GUMRF), Russia

Ivanchenko A.A. Dr. Sci. (Eng.) (GUMRF), Russia

Kozlov A.V. Dr. Sci. (Eng.) (NAMI), Russia

Kuznetsov A.G. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Kukolev M.I. Dr. Sci. (Eng.) (SPbPU), Russia

Likhanov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (VGAA), Russia

Manushin E.A. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Myagkov L.L. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Novikov L.A. Ph. D. (Eng.), (LLC “NPF “Ecology”), Russia

Obozov A.A. Dr. Sci. (Eng.) (BSTU), Russia

Onishchenko D.O. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Putintsev S.V. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Председатель редколлегии

Марков Владимир Анатольевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ по машиностроению, академик Академии военных наук РФ

Онищенко Дмитрий Олегович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Путинцев Сергей Викторович, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Разуваев Александр Валентинович, д-р техн. наук, профессор, Балаковский инженерно-технологический институт филиал НИЯУ «МИФИ», Балаково

Румб Виктор Карлович, канд. техн. наук, профессор ФГБОУ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (ГМТУ), Санкт-Петербург

Рыжов Валерий Александрович, д-р техн. наук, профессор, Коломенский филиал Московского политехнического университета, Коломна

Сайданов Виктор Олегович, д-р техн. наук, профессор, Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург

Смирнов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург

Столяров Сергей Павлович, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Судовые двигатели внутреннего сгорания и дизельные установки» ФГБОУ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (ГМТУ), Санкт-Петербург

Суровцев Игорь Георгиевич, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Темис Юрий Моисеевич, д-р техн. наук, профессор МФТИ, начальник отдела Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) им. П.И. Баранова, Москва

Тер-Мкртчян Георг Георгович, д-р техн. наук, профессор, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва

Федоренко Вячеслав Филиппович, д-р техн. наук, академик РАН, ФГБНУ «Росинформагротех», Москва

Фомин Валерий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, Московский политехнический университет, Москва

Фурман Виктор Владимирович, д-р техн. наук, генеральный директор ППП «Дизельавтоматика», Саратов

Хмелев Роман Николаевич, д-р техн. наук, доцент, профессор, ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет», Тула

Хрящев Юрий Евгеньевич, д-р техн. наук, профессор, Ярославский государственный технический университет, Ярославль

Чайнов Николай Дмитриевич, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Чирков Алексей Юрьевич, д-р физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

Шатров Михаил Георгиевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (ГТУ), Москва

Mahkamov Khamid, Professor Northumbria University, Newcastle, UK

Lapuerta Magin, Professor University of Castilla-La Mancha, Spain

Sun Baigang, Professor Beijing Institute of Technology, China

Han Wu, Professor Beijing Institute of Technology, China

Wang Yichuan, Professor Beijing Institute of Technology, China

Jianhui Zhao, Professor Harbin Engineering University, China

Zhicheng Shi, Associate Professor of Beijing Institute of Technology, China

The Chairman of Editorial Board

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

Razuvaev A.V. Dr. Sci. (Eng.) (Balakovo Institute of Engineering and Technology, Branch of NRNU MEPhI), Russia

Rumb V.K. Ph. D. (Eng.) (SPbGMTU), Russia

Ryzhov V.A. Dr. Sci. (Eng.) (Kolomna branch MPU), Russia

Saidanov V.O. Dr. Sci. (Eng.) (Military Academy of Logistics), Russia

Smirnov A.V. Dr. Sci. (Eng.) (Military Academy of Logistics), Russia

Stolyarov S.P. Ph. D. (Eng.) (SPbGMTU), Russia

Surovtsev I.G. Ph. D. (Eng.) (BMSTU), Russia

Temis Yu.M. Dr. Sci. (Eng.) (CIAM), Russia

Ter-Mkrтчian G.G. Dr. Sci. (Eng.) (NAMI), Russia

Fedorenko V.F. Academician, Dr. Sc. (Eng.), Rosinformagrotech, Russia

Fomin V.M. Dr. Sci. (Eng.) (MPU), Russia

Furman V.V. Dr. Sci. (Eng.) (LLC “SPP Dieselavtomatika”), Russia

Khmelev R.N. Dr. Sci. (Eng.) (TulGU), Russia

Khryashchev Yu.E. Dr. Sci. (Eng.) (YAGTU), Russia

Chaynov N.D. Dr. Sci. (Eng.) (BMSTU), Russia

Chirkov A.Yu. Dr. Sci. (Phys.-Math.) (BMSTU), Russia

Shatrov M.G. Dr. Sc. (Eng.) (MADI), Russia

Mahkamov Kh. Ph. D. (Northumbria University, Newcastle), UK

Lapuerta M. Ph. D. (University of Castilla-La Mancha), Spain

Sun Baigang, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Han Wu, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Wang Yichuan, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Jianhui Zhao, Ph. D. (Harbin Engineering University), China

Zhicheng Shi, Ph. D. (Beijing Institute of Technology), China

Двигателестроение

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

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

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

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

Подписано в печать 30.09.2026. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 13,5.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Старостин А.Н., Блинов А.С., Шленов М.И., Грицук Е.С.**
Особенности использования различных силовых установок на транспортных средствах
большой грузоподъемности 3**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Марков В.А.**
Оценка локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений ее температуры
на работающем двигателе 25
Матюхин Л.М.
Анализ влияния влажности воздуха, состава топлива и рециркуляции отработавших газов на показатели
поршневых двигателей с внешним смесеобразованием 33
Покусаев М.Н., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д.
Экспериментальное исследование влияния блокировки листовых рессор на эффективность
пружинного демпфера крутильных колебаний 51**Системы и агрегаты двигателей****Мелков А.А., Гарипов М.Д.**
Экспериментальное исследование струй авиационного керосина, формируемых системой
пневматического впрыска для малоразмерного двигателя внутреннего сгорания 59**Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование****Ложкин В.Н., Сацук И.В.**
Роботизированный метод диагностики дизельных двигателей на режимах свободного ускорения и выбега
на основе динамического анализа для контроля их технического состояния и экологических показателей 75**Проблемы экологии****Сайданов В.О., Кирюхин С.Н.**
К вопросу о повышении живучести войсковых фортификационных сооружений за счет снижения
демаскирующих признаков их дизельных электростанций 84**Альтернативные топлива****Галышев Ю.В., Ло Синьяо, Абызов О.В., Грачев А.А., Худорожков С.И.**
Разработка упрощенного химико-кинетического механизма горения дизельного топлива и аммиака
для моделирования рабочего процесса газодизельного двигателя 99

Engines Construction

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

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Editorial Office:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
Bauman Moscow State Technical University
dvs@bmstu.ru
<https://dvs.bmstu.ru/>**Editor-in-chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**Chairman of the Editorial Board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Mechanical Engineering, Aca-
demician 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

The journal is included in the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication
of research results submitted for the degrees of Candidate of Sciences and Doctor of SciencesThe 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

- Savastenko A.A., Savastenko E.A., Starostin A.N., Blinov A.S., Shlenov M.I., Gritsuk E.S.**
Features of using various power units on heavy-duty vehicles 3

Calculations, Design, Research of Piston Engines

- Zarenbin V.G., Chaynov N.D., Markov V.A.**
Estimation of local heat fluxes in the cylinder liner based on measurements of its temperature
on a running engine 25
- Matyukhin L.M.**
Analysis of the effects of air humidity, fuel composition, and exhaust gas recirculation on the performance
of piston engines with external mixture formation 33
- Pokusaev M.N., Gorbachev M.M., Ibadullaev A.D.**
Experimental study of the effect of leaf spring locking on the performance
of a torsional vibration spring damper 51

Engine Systems and Aggregates

- Melkov A.A., Garipov M.D.**
Experimental study of aviation kerosene jets generated by the air-assisted injection system
for a small internal combustion engine 59

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

- Lozhkin V.N., Satsuk I.V.**
Robotic method for diagnosing diesel engines under free acceleration and coast-down conditions based
on dynamic analysis for monitoring their technical condition and environmental performance 75

Environmental Problems

- Saidanov V.O., Kiryukhin S.N.**
On improving the survivability of military fortifications by reducing the detectability signatures
of their diesel power plants 84

Alternative Fuels

- Galyshev Yu.V., Luo Xinyao, Abyzov O.V., Grachev A.A., Khudorozhkov S.I.**
Development of a simplified chemical kinetic mechanism for diesel fuel and ammonia combustion
for modeling the working process of a gas-diesel engine 99

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.436

Особенности использования различных силовых установок на транспортных средствах большой грузоподъемности

А.А. Савастенко¹, Э.А. Савастенко¹, А.Н. Старостин¹,
А.С. Блинов², М.И. Шленов², Е.С. Грицук²

¹ Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Российская Федерация

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

Features of using various power units on heavy-duty vehicles

A.A. Savastenko¹, E.A. Savastenko¹, A.N. Starostin¹,
A.S. Blinov², M.I. Shlenov², E.S. Gritsuk²

¹ Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Рассмотрена возможность использования в автомобилях большой грузоподъемности силовых установок различных типов — дизельных двигателей, аккумуляторных батарей, водородных топливных элементов. Отмечено, что в настоящее время наиболее широко применяются дизельные двигатели. Их преимуществами являются сравнительно невысокая стоимость, наличие инфраструктуры заправки и технического обслуживания, большой запас хода транспортного средства. Из-за недостаточно высоких экологических показателей транспортных средств с дизельными двигателями расширяется применение электромобилей с аккумуляторными батареями и автомобилей с водородными топливными элементами. В статье проведен сравнительный анализ показателей большегрузных автомобилей с указанными типами силовых установок. Показано, что сравнительно высокий уровень вредных выбросов с отработавшими газами дизельных двигателей может быть снижен с использованием средств и систем очистки отработавших газов. Рассмотрены мероприятия, обеспечивающие снижение расхода топлива автомобилей с дизельными двигателями и уменьшение выбросов углекислого газа.

Ключевые слова: транспортное средство большой грузоподъемности, дизельный двигатель, грузовик с аккумуляторными электрическими батареями, грузовик с водородными топливными элементами, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

The possibility of using various types of power units in high-capacity vehicles, such as diesel engines, batteries, and hydrogen fuel cells, has been considered. It has been noted that diesel engines are currently the most widely used. Their advantages are the relatively low cost, the availability of refueling and maintenance infrastructure, and the vehicle's long range. Due to the insufficient environmental performance of vehicles with diesel engines, the use of electric vehicles with battery packs and hydrogen fuel cell vehicles is expanding. A comparative analysis of the performance of heavy-duty vehicles with these types of power plants has been conducted. It has been shown that the relatively high level of harmful emissions from diesel engines can be reduced by using exhaust gas cleaning devices and systems. Measures have been considered to reduce the fuel consumption of diesel vehicles and reduce carbon dioxide emissions.

Keywords: heavy-duty vehicles, diesel engine, truck with electric batteries, truck with hydrogen fuel cells, fuel efficiency, exhaust gas toxicity

Введение

Современный этап развития энергетики и транспорта характеризуется ужесточением требований к экологическим показателям энергетических установок различного назначения [1–7]. Преимущественное распространение получают энергетические установки с лучшими экологическими характеристиками, поэтому конкурентоспособность различных типов энергоустановок в значительной степени будет определяться их экологичностью [8–11]. Кроме нормируемых токсичных веществ, выбрасываемых в атмосферу энергетическими установками (оксиды азота, монооксид углерода, легкие несгоревшие углеводороды, сажа), особое внимание уделяется выбросам в атмосферу парниковых газов — в первую очередь выбросам диоксида углерода (углекислого газа) [12–15].

В настоящее время основным типом энергетических установок для транспортных средств (ТС) служат установки с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Эти установки потребляют до 70 % производимых в России нефтяных моторных топлив и выбрасывают в атмосферу до 80 % вредных веществ от их общего выброса всеми теплоэнергетическими установками [16, 17]. По оценкам международных организаций OICA* и Statista**, на 2026 г. общее количество автомобилей в мире составило 1,5...1,6 млрд, из них: легковые автомобили — 1,1...1,2 млрд, грузовые автомобили и автобусы — 350...400 млн, мотоциклы и скутеры — 500...600 млн [18]. Подавляющее большинство среди них составляют автомобили с ДВС.

В настоящее время к транспортным установкам с ДВС предъявляют очень жесткие требования по токсичности отработавших газов (ОГ) [19–22]. Это обусловлено тем, что доля автомобильного транспорта в выбросе токсичных веществ в атмосферу в ведущих промышленно развитых странах мира составляет 50...70 % всех вредных выбросов [20, 21]. Мировой парк автомобилей ежегодно выбрасывает в атмосфе-

ру свыше 300 млн т загрязняющих веществ — оксидов углерода 260 млн т, летучих органических соединений — 40 млн т, оксидов азота — 20 млн т. Вклад автотранспорта в выбросы на территории России в 2025 г. составил более 97 %, а на территории Центрального округа — 22 %, снижение по сравнению с 2024 г. незначительное (порядка 7 %) [25–27].

Как отмечено выше, количество единиц тяжелого автомобильного транспорта (грузовики, автобусы, тягачи) составляет около 5 % от общего числа ТС, но при этом на эти ТС приходится около 60 % выбросов оксидов азота (NO_x), примерно 55 % мелкодисперсных частиц ($\text{PM}_{2.5}$ — с размером частиц 2,5 мкм и менее), около 65 % выбросов диоксида серы (SO_2) [28]. При этом тяжелый транспорт потребляет 36 % энергии транспортного сектора, поэтому важным фактором становится выброс с ОГ двигателями таких автомобилей основного парникового газа — диоксида углерода (CO_2). Применительно к автомобильному рынку регулирующие органы ужесточают правила выбросов для грузовых автомобилей на дорогах на многих крупнейших мировых рынках (рис. 1) [17]. Начиная с 2030 г. регулирующие органы в Европе потребуют от производителей сократить выбросы CO_2 для новых грузовых автомобилей на дорогах на 30 % по сравнению с уровнем 2019 г.

Продолжают ужесточаться требования и к выбросам нормируемых токсичных компонентов ОГ двигателей ТС (оксидам азота, монооксида углерода, несгоревшим углеводородам и твердым частицам) в ведущих промышленно развитых странах мира (рис. 2) [19]. Эти ужесточения требований к выбросам вредных веществ соответствуют государственным целевым программам, направленным на снижение токсичных выбросов с ОГ. Каждый новый этап такого обновления предусматривает сокращение предельных показателей по выбросам нормируемых вредных веществ с ОГ (табл. 1) [19].

В действующих экологических стандартах предусмотрены различные испытательные циклы (рис. 3), с использованием которых моделируются реальные условия эксплуатации транспортных средств. При оценке токсичности ОГ дизельных двигателей большегрузных транспортных средств используются стационарные и нестационарные испытательные циклы ESC, ELR, ETC (рис. 4), WHSC, WHTC (рис. 5), а также

* OICA (International Organization of Motor Vehicle Manufacturers) — Международная организация производителей автомобилей, образована в 1919 г. национальными объединениями автопроизводителей государств Европы и США, имеет штаб-квартиру в Париже.

** Statista — немецкая компания, специализирующаяся на рыночных и потребительских данных.

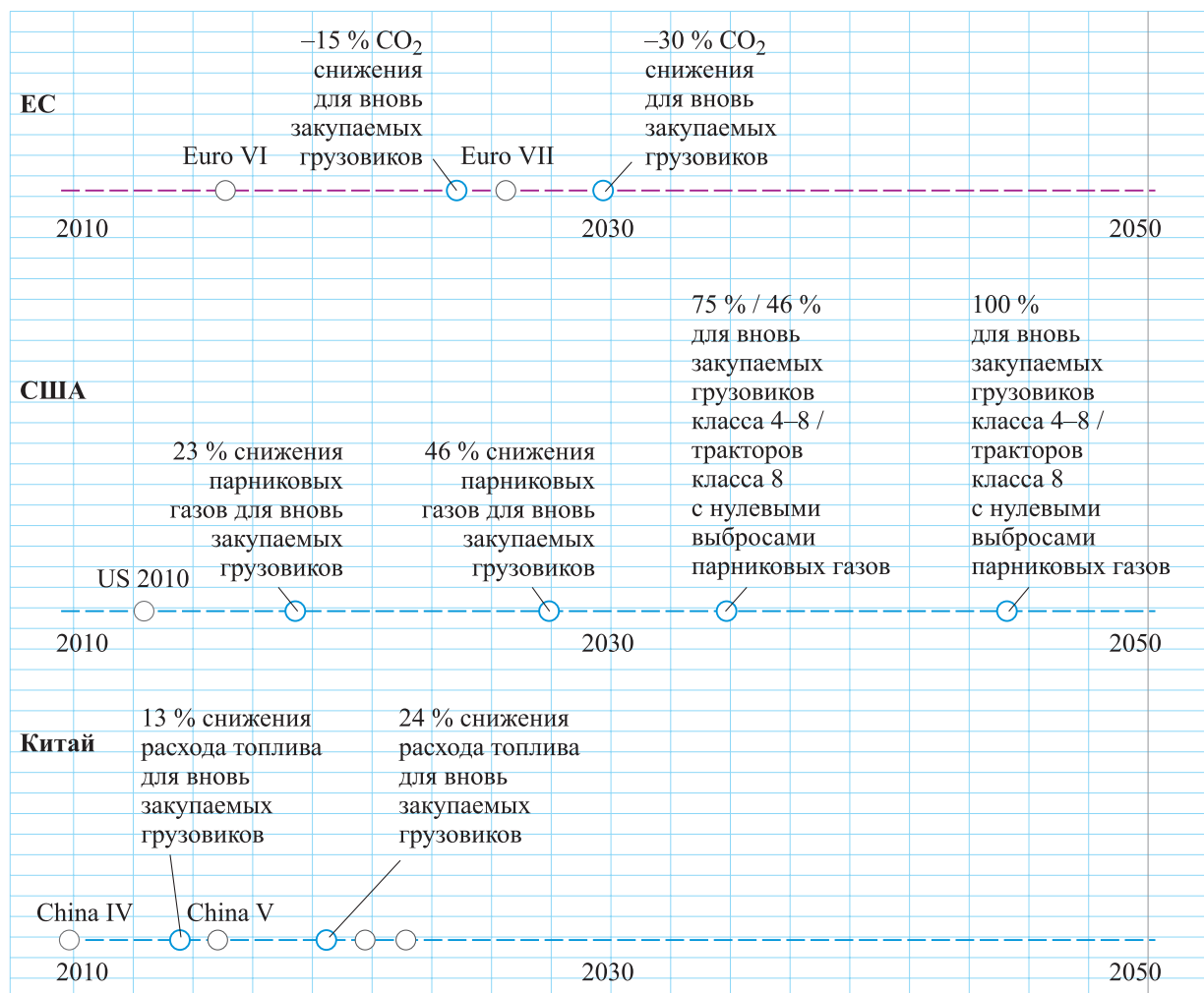


Рис. 1. Политика ведущих мировых держав в отношении стандартов выбросов парниковых газов грузовыми автомобилями:
Euro VI, Euro VII — европейские стандарты на токсичность ОГ;
US 2010 — американский стандарт; China IV, China V — китайские стандарты

процедуры WHITE (для определения токсичных выбросов по ГОСТ ISO 8178-4-2013) и PEMS (Portable Emission Measurement System) для оценки токсичных выбросов в реальных условиях эксплуатации ТС.

Выполнение указанных жестких требований к токсичности ОГ силовых установок с ДВС ТС большой мощности требует существенной модернизации двигателей — необходимо обеспечить совершенствование их рабочего процесса, включающее повышение давления впрыскивания топлива, оптимизацию начала и окончания топливоподачи, организацию рециркуляции ОГ и др., а также установку на двигатели систем нейтрализации ОГ [29–32]. В связи с этим рассматриваются как направления улучшения экологического

показателей традиционных дизельных двигателей тяжелых грузовых автомобилей, так и использование в них альтернативных энергетических установок. Целью представленного исследования является сравнительный анализ особенностей использования различных силовых установок в ТС большой грузоподъемности.

Направления снижения вредных выбросов с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания

Введение жестких экологических стандартов способствовало внедрению технических решений, позволяющих снизить выбросы вредных веществ ДВС, в частности двигателями грузовых автомобилей. Исследования осуществля-

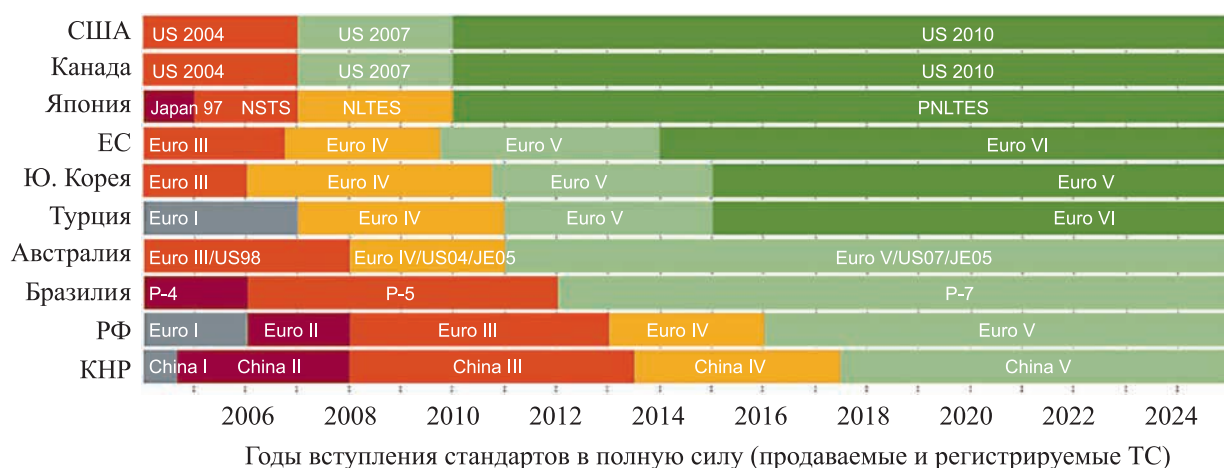


Рис. 2. Основные мировые рынки и национальные стандарты для большегрузных ТС: стандарты, эквивалентные нормам Euro: ■ — I; ■ — II; ■ — III; ■ — IV; ■ — V; ■ — VI

Таблица 1. Предельные выбросы вредных веществ с ОГ большегрузных транспортных средств с дизельными двигателями в соответствии с экологическими стандартами

Стандарт	Показатели содержания в ОГ токсичных компонентов					
	CO	CH _x	NO _x	PM	PN	Дымность ОГ
	г/(кВт · ч)				(кВт · ч) ⁻¹	м ⁻¹
Euro I	4,5	1,10	8	0,612	–	–
Euro II	4	1,10	7	0,25	–	–
Euro III	2,1	0,66	5	0,1	–	0,8
Euro IV	1,5	0,46	3,5	0,02	–	0,5
Euro V	1,5	0,46	2	0,02	–	0,5
Euro VI	1,5	0,13	0,4	0,01	8 · 10 ¹¹	–
Снижение выбросов, %	67	88	95	98	–	–

Примечание: NO_x — оксиды азота, CO — монооксид углерода, CH_x — легкие несгоревшие углеводороды, PM (Particulate Matter — взвешенные частицы) и PN (Particulate Number — количество твердых частиц) — содержание дисперсных твердых частиц, измеряемое в массовом и количественном эквиваленте соответственно.



Рис. 3. Эволюция испытательных циклов ТС на соответствие европейским экологическим стандартам

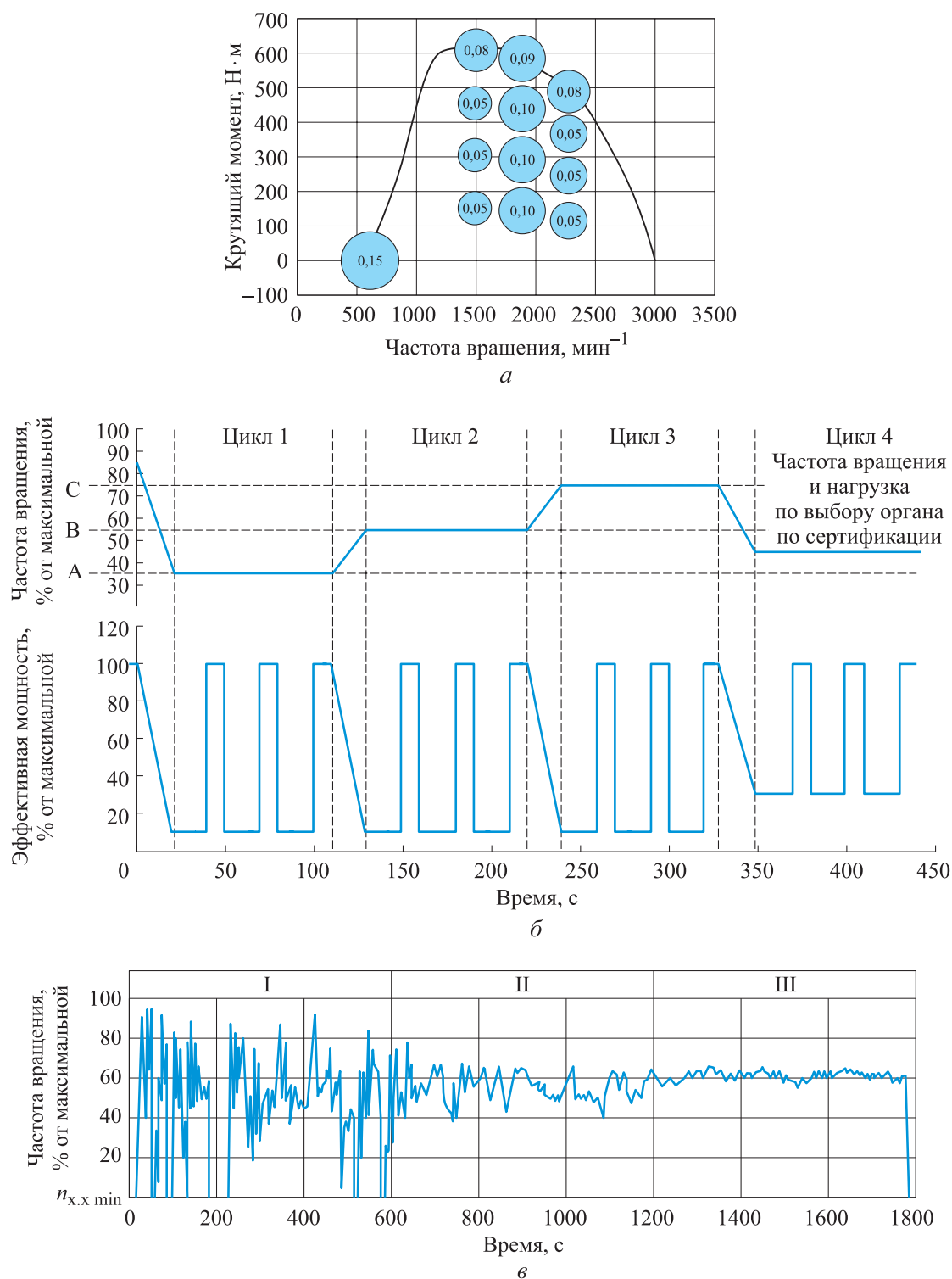


Рис. 4. Испытательные циклы:

a — стационарный испытательный цикл ESC (European Stationary Cycle); *б* — ездовой нестационарный испытательный цикл ELR (European Load Routine); *в* — ездовой нестационарный испытательный цикл ETC (European Transient Cycle); $n_{x.x \min}$ — минимальная частота вращения холостого хода; А, В, С — уровни частоты вращения при различных нагрузках по ездовому циклу (35, 55 и 75 % соответственно); I — движение по городу (Urban), II — загородное движение (Rural), III — движение по автомагистрали (Motorway)

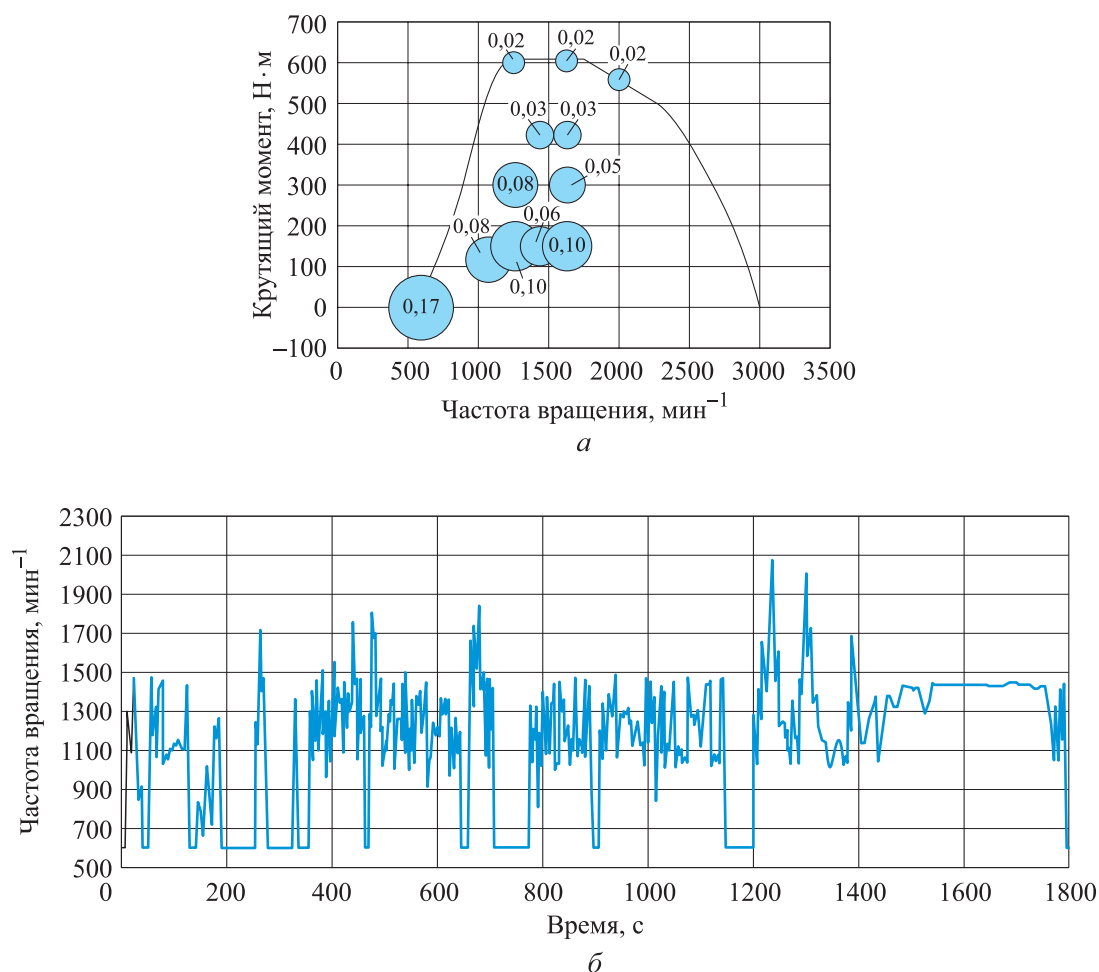


Рис. 5. Испытательные циклы:

a — стационарный испытательный цикл WHSC (World Harmonized Stationary Cycle);

б — ездовой нестационарный испытательный цикл WHTC (World Harmonized Transient Cycle)

лись по двум основным направлениям (рис. 6) [5, 17, 19, 33–37]:

- создание дизельного двигателя с низкими выбросами токсичных компонентов ОГ за счет совершенствования конструкции и рабочего процесса;

- нейтрализация этих токсичных компонентов ОГ системами очистки, размещенными в выпускной системе дизельного двигателя.

Первое из этих направлений включает в себя комплекс мероприятий по совершенствованию конструкции двигателя, его рабочего процесса, применения нетрадиционных (альтернативных) топлив:

- совместную оптимизацию формы камеры сгорания двигателя и геометрии струй распыливаемого топлива;

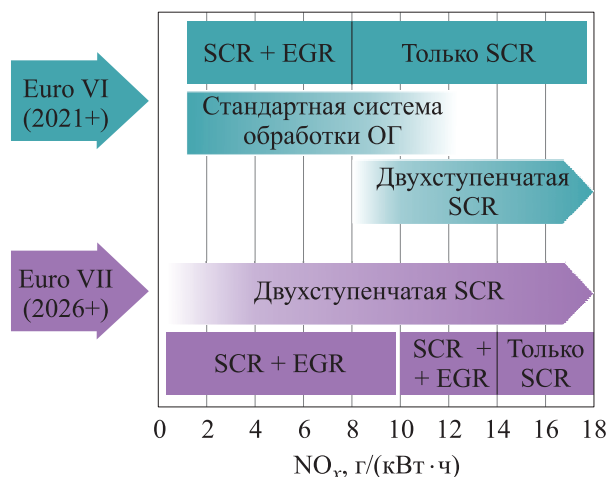


Рис. 6. Применяемые стратегии модернизации дизельных двигателей с целью удовлетворения требований современных экологических стандартов

- совершенствование законов и характеристик систем топливоподачи (высокое давление впрыскивания, управление законом топливоподачи, регулирование угла опережения впрыскивания топлива и др.);

- совершенствование законов и характеристик систем воздухообеспечения (регулирование фаз газораспределения и наддува, промежуточное охлаждение наддувочного воздуха и др.);

- использование систем рециркуляции ОГ (Exhaust Gas Recirculation — EGR) и их регулирование;

- применение различных экологических добавок к традиционным нефтяным топливам, а также использование альтернативных топлив;

- разработка новых методов организации рабочего процесса (HCCI*, PCCI**, RCCI*** и др.).

Второе направление модернизации дизельных двигателей с целью улучшения их экологических показателей предусматривает использование различных фильтрующих и нейтрализующих каталитических блоков в системах выпуска этих двигателей для улавливания и обезвреживания нормируемых токсичных соединений из ОГ. Обычно эти элементы объединены в единую систему нейтрализации ОГ (см. рис. 6), состав которой определяется требованиями к выбросам различных токсичных компонентов ОГ соответствующих экологических стандартов. Применительно к тяжелым ТС с дизельными двигателями распространение получили:

- дизельный сажевый фильтр (Diesel Particulate Filter, Catalytic Soot Filter), эффективно улавливающий твердые частицы;

- дизельный окислительный катализатор (Diesel Oxidation Catalyst), способствующий нейтрализации продуктов неполного сгорания топлива (CO , CH_x);

- системы селективного каталитического восстановления оксидов азота (Selective Catalytic Reduction — SCR);

- сажевый фильтр с нанесенным на него слоем катализатора для нейтрализации оксидов азота (Selective Catalytic Reduction on Filter);

* HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) — воспламенение однородной смеси от сжатия.

** PCCI (Partially Premixed Compression Ignition) — частичное воспламенение однородной смеси от сжатия.

*** RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) — реакционно контролируемое воспламенение от сжатия.

- адсорбирующий катализатор оксидов азота (Lean NO_x Trap);

- каталитический блок восстановления аммиака (Ammonia Slip Catalyst).

Направления улучшения экологических показателей транспортных средств большой грузоподъемности путем использования альтернативных энергетических установок

Как отмечено выше, основное направление модернизации ТС большой мощности в США и странах ЕС — снижение выброса в атмосферу углекислого газа. С этой целью в силовых установках ТС применяются следующие основные виды силовых установок с нулевым или пониженным уровнем выбросов парниковых газов: электромобили на аккумуляторах (Battery Electric Vehicles, BEVs) [33, 38–41], гибридные силовые установки, в состав которых входят совместно работающие дизельный двигатель и электропривод [33, 38, 42–45], автомобили на водородных топливных элементах (Fuel Cell Electric Vehicles, FCEVs) [33, 34, 38, 46, 47], водородные ДВС (H_2 Internal Combustion Engine, H_2 -ICE) [24, 34, 38] и ДВС на биотопливе или смесевом топливе [33, 34, 38, 48–50]. При этом применение гибридных силовых установок, а также двигателей, работающих на биотопливах и природном газе, рассматривается скорее как переходные технологии для сокращения выбросов парниковых газов в среднесрочной перспективе, поскольку сами по себе они не могут обеспечить нулевой уровень выбросов углекислого газа.

В краткосрочной перспективе дизельные двигатели остаются наиболее распространенным типом силовых установок ТС большой грузоподъемности. Это обусловлено уже существующей инфраструктурой заправки автомобилей топливом и более низкими затратами на их техническое обслуживание. Более высокий уровень вредных выбросов с ОГ этих двигателей может быть снижен с использованием описанных выше технических решений. Однако в связи с ужесточившимися требованиями по экологической безопасности транспортного сектора в настоящее время активно распространяются ТС, в которых используются электрические аккумуляторы и водородные топливные элементы. У каждого из них есть свои преимущества и недостатки.

Транспортные средства большой мощности, работающие на аккумуляторных батареях — электромобили, уже находят практическое применение. Эти силовые установки, в которых используется электрическая энергия, запасенная в аккумуляторных батареях, отличаются практически нулевыми выбросами в атмосферу токсичных и вредных веществ. Электрические аккумуляторы отличаются от топливных элементов тем, что в них активные материалы хранятся внутри установки, а в топливных элементах эти материалы непрерывно используются. Такие аккумуляторы питают электродвигатели, приводящие в движение трансмиссию ТС. Схемы работы литий-ионного аккумулятора и кислород-водородного топливного элемента показаны на рис. 7 и 8 [51, 52].

Силовые установки электромобилей включают аккумуляторную батарею (см. рис. 7), инвертор постоянного/переменного тока и электродвигатели, соединенные с движителем (колесами) электромобиля. Здесь нет такого количества движущихся частей, как в ДВС, а силовая установка более простая, чем в традиционных автомобилях с ДВС. В связи с этим затраты на техническое обслуживание на 20...30 % ниже по сравнению с обычным автомобилем. Кроме того, электромобили обладают способностью к рекуперативному торможению, т. е. в них используется кинетическая энергия, которая обычно теряется при

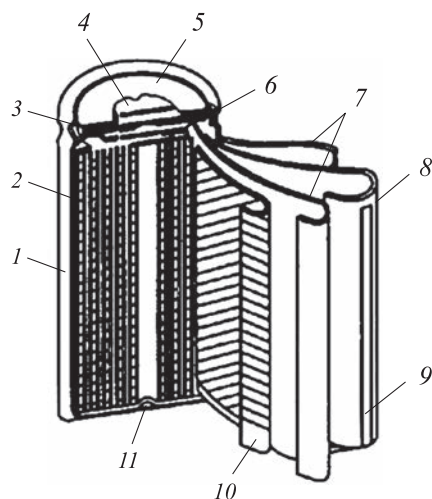


Рис. 7. Схема работы литий-ионного аккумулятора: 1 — корпус; 2 — изолирующий слой; 3 — предохранитель (резистор с положительным температурным коэффициентом сопротивления); 4 — положительный вывод; 5 — клапан сброса давления; 6 — токосъемник анода; 7 — сепараторы; 8 — катод; 9 и 11 — отрицательные выводы; 10 — анод

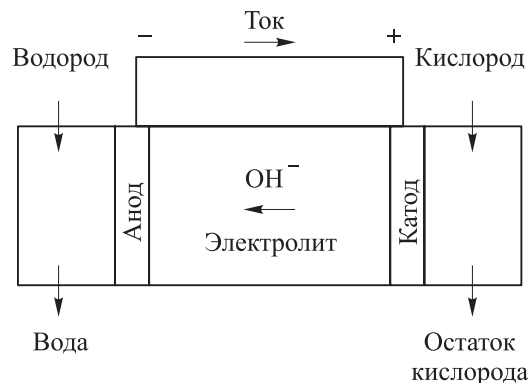


Рис. 8. Схема работы кислород-водородного топливного элемента

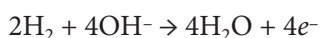
торможении автомобилем. Запас хода обычного грузовика с силовой установкой типа BEV составляет 100...200 км на одной зарядке аккумулятора.

Основная проблема силового агрегата электромобиля — масса аккумулятора с большой емкостью (для дальности поездки в 800 км требуется 1000 кВт · ч (масса аккумуляторной батареи, способной обеспечить соответствующий запас энергии, составит не менее 5500 кг). Для грузовика потребуется зарядное устройство 3-го уровня ($W = 25$ кВт). При такой энергоемкости батареи (1000 кВт · ч) время подзарядки аккумулятора составит примерно 20 ч. При предполагаемой мощности батареи в 1 МВт время сократится до 1 ч. Кроме того, быстрая зарядка снижает срок службы аккумуляторной батареи. При этом цена установки одного зарядного устройства мощностью 16,5...17 кВт составляет 17...32 тыс. дол. США, а при его мощности 450 кВт — 150...200 тыс. дол. США [38]. КПД силовой установки от аккумулятора к колесу для BEV составляет примерно 68 % (диапазон — от 64 до 86 %), что включает потери на трение в силовом агрегате и электрическое сопротивление. Срок службы аккумулятора для грузовиков составляет примерно 6 лет (1000...2000 циклов зарядки-разрядки). При этом ставится задача обеспечить срок службы аккумуляторов от 10 до 15 лет. При моделировании работы большегрузного автомобиля с дизельным двигателем и с аккумулятором был получен следующий результат [38].

Эффективность грузовика с аккумулятором примерно такая же, что и при использовании дизельного двигателя. В благоприятных

условиях грузовые электромобили по энергопотреблению могут быть эффективнее, чем моделируемые дизельные грузовые автомобили. Преимущества многоскоростной трансмиссии грузового электромобиля при заданном цикле движения VECTO* позволяют уменьшить габариты электромобиля на 16 %, а потребление энергии на 2,0...2,5 % без снижения максимальной скорости движения и интенсивности разгона. Экологические преимущества использования электромобилей могут окупиться за 5 лет, если объемы грузовых перевозок будут высокими. Но при этом использование альтернативных топлив в дизельных двигателях грузовых автомобилей с целью сокращения выбросов парниковых газов, могут быть достигнуты аналогичные показатели.

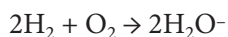
Функционирование автомобилей большой грузоподъемности с силовыми установками, работающими с топливными элементами (Fuel Cell Electric Vehicles — FCEVs, см. рис. 8) в определенной степени аналогично электромобилям с аккумуляторными батареями, поскольку в обоих случаях колеса приводятся в движение электродвигателями. Разница между этими двумя системами состоит в том, что в FCEVs топливные элементы и водород используются в качестве основного источника энергии, в то время как в BEV используются аккумуляторы. На аноде электрохимического генератора водород (см. рис. 8) реагирует с гидроксид-ионами, т. е. идет реакция электрического окисления водорода с образованием воды и свободных электронов, которые по проводнику двигаются к катоду:



На катоде протекает реакция электрического восстановления кислорода:



Таким образом, результирующей будет окислительно-восстановительная реакция



* VECTO (Vehicle Energy Consumption calculation Tool) — инструмент расчета энергопотребления транспортных средств. Стандартизированный цикл, который задает сценарий поездки на большие расстояния и в котором рассчитывают расход топлива и выбросы CO₂.

Очевидно, что результирующая реакция идентична обычной реакции окисления водорода (такой процесс называют «холодным горением» топлива). Однако в данном случае процесс получения электрического тока, протекающего от анода к катоду топливного элемента, отличается большей эффективностью, чем в дизель-генераторных установках. В таких установках тепловая энергия переходит в механическую, которая только потом преобразуется в электрическую. В топливных элементах отсутствует непосредственное сгорание топлива, а также последующие поэтапные преобразования полученной энергии в механическую и электрическую энергию.

Дальность пробега автомобиля с двигателями, работающими на водороде, или с топливными элементами зависит не только от полезной нагрузки, но и от количества водорода, хранящегося на борту ТС. Обычный грузовик с силовой установкой, работающей на водороде (H₂), может пройти 800...1600 км за одну заправку топливом и с двумя водородными баками, вмещающими 40...60 кг каждый при давлении около 35 МПа. Скорость заправки H₂ примерно 120 г/с (весь бак наполняется за 16 мин). Однако водородных заправок очень мало — к 2019 г. существовало всего около 370 станций во всем мире. Энергоэффективность систем PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cell — топливный элемент с протонообменной мембраной) составляет около 45 %, а КПД таких систем — около 51...59 % [38]. Общая энергоэффективность систем (с учетом транспортных и энергетических потерь — около 23 %). Это выше, чем у дизельного двигателя, но меньше, чем у электромобилей с аккумуляторными батареями. При этом низшая теплота сгорания водорода составляет примерно 118...120 МДж/кг, что примерно в 3 раза выше, чем у нефтяного дизельного топлива. Необходимо обеспечить срок службы топливных элементов примерно в 25 000 ч (около 12 лет), что гарантирует запас хода около 800 000 км. До сих пор не достигнут срок непрерывной работы городских автобусов на водороде в течение 5000 ч (пока только 2000...3000 ч). Основные недостатки использования в грузовиках топливных элементов — их высокая стоимость, более низкая удельная мощность и более низкое пиковое энергопотребление (нужны системы накопления энергии). При этом авто-

мобили с гибридными силовыми установками и особенно электромобили также стоят дороже ТС с дизельными двигателями из-за наличия дополнительных систем. Поэтому в коммерческом транспорте дизельные двигатели остаются лидером: 90 % грузовиков и 70 % автобусов в Российской Федерации оснащены именно ими [53].

Еще одна серьезная проблема при использовании водорода как энергоносителя для тяжелых грузовиков — сложность получения и хранения водорода. В настоящее время существует пять основных способов получения водорода: электролиз воды, его получение из каменного угля, из нефти, из биомассы и риформинг природного газа (метана). Все эти способы более дорогостоящие по сравнению с получением дизельного топлива из нефти. Поэтому одна из основных проблем — его получение по цене, сравнимой с ценой углеводородных топлив. Одним из основных способов получения водорода служит каталитическая конверсия различного углеводородного сырья [34]. Однако для реализации этой технологии требуются значительные затраты энергии (15...20 МДж на кубометр водорода). Перспективным представляется получение водорода электролизом воды, но и эта технология очень энергозатратна (20...22 МДж на кубометр водорода).

Другая проблема, возникающая при использовании водорода в качестве моторного топлива, — необходимость его хранения как на заправочных станциях, так и на борту ТС [34]. Хранить водород на ТС можно в газообразном виде при обычной температуре и высоком давлении, в сжиженном виде — при температуре ниже температуры его кипения ($-252,8\text{ }^{\circ}\text{C}$), в связанном состоянии — с использованием промежуточного носителя. Из-за очень низкой плотности газовой фазы ($0,090\text{ кг/м}^3$ при нормальных условиях) при хранении водорода на борту автомобиля в газовой фазе в баллонах высокого давления (при давлении $10,0\text{ МПа}$) масса газового топлива составляет менее 1 % массы баллонов. В этом случае ТС, работающее на водороде, оказывается на 50 % тяжелее, чем со штатной комплектацией, обеспечивающей работу на нефтяном дизельном топливе [34].

При применении водорода в качестве энергоносителя на ТС необходима сеть заправочных станций, каждая из которых включает производственный блок, блок очистки, компрессор, ре-

зервуары для хранения водорода, газообразный водородный ускоритель, холодильную установку и др. В современной водородной технологии используется сжатый (компримированный) или ожиженный водород. Например, при давлении 35...70 МПа можно хранить 50...80 кг компримированного водорода (1 кг водорода энергетически эквивалентен 4 л дизельного топлива).

Для автомобилей класса 8 (так маркируют тяжелые магистральные тягачи — фуры, которые рассчитаны на перевозку значительных грузов на большие расстояния, полная масса таких машин — от 14 т и выше) необходима аккумуляторная батарея, обеспечивающая энергию $25\text{ кВт} \cdot \text{ч}$, или топливные элементы, обеспечивающие мощность около 400 кВт [38].

Для сравнительного анализа показателей большегрузных автомобилей с различными типами силовых установок использованы следующие критерии: выбросы вредных веществ с ОГ, эффективность работы установки (от бака до колес автомобиля, расход топлива, запас хода ТС, время заправки (заправки/подзарядки батареи), удельная энергия (табл. 2) [38]. При этом выбросы вредных веществ, которые связаны с выработкой электроэнергии для водородных топливных элементов и батарей, не учитывались. КПД от бака к колесу характеризует энергетическую эффективность процесса от системы накопления энергии внутри автомобиля до преобразования в механическую энергию вращения колес, расход топлива — расстояние, которое может быть пройдено с использованием единицы источника энергии, удельная энергия — содержание энергии для каждого вида топлива в 1 кг источника энергии. Для дизельного топлива запас хода автомобиля был рассчитан исходя из объема топливного бака 570...1136 л (типичный показатель для грузовиков). Для аккумуляторной батареи запас хода был рассчитан с учетом типичного запаса хода в 100 км и батареи емкостью $1000\text{ кВт} \cdot \text{ч}$.

Проанализировав данные табл. 2, отметим следующее:

- работа электромобилей и ТС с водородными топливными элементами не приводит к выбросу вредных веществ силовой установкой;
- все электрифицированные грузовики и ТС с водородными топливными элементами имеют более высокую стоимость по сравнению с дизельными аналогами (самые дорогие — с аккумуляторной батареей);

Таблица 2. Сравнительный анализ показателей большегрузных автомобилей с различными типами силовых установок

Критерии	Тип силовой установки		
	Дизельный двигатель	Аккумуляторная батарея	Водородный топливный элемент
Вредные выбросы	Да	Нет	Нет
Общая стоимость ТС, дол. США	119 000–134 000	164 641–585 000	135 503–249 900
Эффективность от скважины до бака, % (примерно)	86	55	76
Эффективность от бака к колесу, % (примерно)	23	68	45
Расход топлива	36,2 л / 100 км	0,8 км/(кВт · ч)	8,9–14,8 км / кг H ₂
Запас хода, км	1569–3137	99,76–804,5	1062–1776
Время заправки	6–12 мин	2,85–20 ч	17 мин
Удельная энергия, МДж/кг	42,9	0,43–0,79	118
<i>Примечание:</i> для водородных топливных элементов — из расчета 120 кг H₂ на борту; время заправки/зарядок: для дизельного топлива — около 95 л/мин; для аккумуляторных батарей — 3–20 ч (для расчета использовалось зарядное устройство мощностью 50–350 кВт); для расчета водородных элементов (120 кг H₂ и расход 120 г/с).			

– при этом топливные элементы перспективнее аккумуляторных батарей из-за большего номинального запаса хода;

– электромобили имеют самую высокую эффективность по отношению к колесу, но при этом больше времени тратят на дозаправку, имеют меньшую удельную энергию по сравнению с дизельными автомобилями и ТС, работающими на водороде;

– по времени дозаправки и экономичности автомобили, работающие с водородными топливными элементами, сравнимы с дизельными автомобилями;

– суммарный КПД (от скважины до резервуара и от резервуара к колесу) сопоставим у электромобилей и автомобилей с топливными элементами (37,6 и 34,2 %, соответственно). Это значительно превышает суммарный КПД ТС с дизельными двигателями (19,8 %);

– грузовые автомобили с аккумуляторными батареями уступают остальным видам силовых установок по времени заправки, запасу хода и энергооборуженности.

Подробный анализ литературных источников [2, 17, 29, 34, 38, 40] позволил уточнить и дополнить преимущества и недостатки рас-

сматриваемых силовых установок для автомобилей большой грузоподъемности (табл. 3):

– преимущества автомобилей с дизельными двигателями заключаются в том, что они имеют самые низкие капитальные затраты (поскольку являются наиболее доступными с точки зрения топлива и технологий) для тяжелых условий эксплуатации. Однако они выделяют с ОГ вредные вещества и соединения, связанные с парниковым эффектом. К тому же они не очень энергоэффективны;

– автомобили с аккумуляторными батареями обладают меньшим уровнем выбросов вредных веществ по сравнению с дизельными автомобилями, большей эффективностью, меньшими затратами на техническое обслуживание. Однако применение этой технологии приводит к более высокой стоимости ТС, более высоким затратам на инфраструктуру, ограниченному радиусу действия и снижению полезной нагрузки из-за массы и размеров аккумулятора;

– автомобили с топливными элементами обеспечивают меньший выброс вредных веществ, большую энергоэффективность по сравнению с дизельными автомобилями, меньшее время заправки по сравнению с электромобилем.

Таблица 3. Преимущества и недостатки силовых установок большегрузных автомобилей различных типов

Технология	Преимущества	Недостатки
Дизельный двигатель	Самая низкая стоимость транспортного средства. Не требуется инвестиций в инфраструктуру. Большой запас хода и высокая грузоподъемность. Время заправки существенно меньше, чем у аккумуляторных батарей. Большой рынок с широким ассортиментом запчастей и транспортных средств	Высокие выбросы парниковых газов. Источник загрязнения воздуха на местном уровне (высокие выбросы вредных веществ с ОГ). Высокие затраты на заправку и техническое обслуживание. Пониженная энергоэффективность
Аккумуляторная батарея	Снижение выбросов парниковых газов. Уменьшение загрязнения воздуха выбросами нормируемых токсичных компонентов. Сравнительно низкие затраты на заправку и техническое обслуживание по сравнению с автомобилями ДВС. Более высокая энергоэффективность по сравнению с ДВС. Уменьшение инвестиций в инфраструктуру по сравнению с автомобилями с водородными топливными элементами	Требуются инвестиции в инфраструктуру. Стоимость электромобилей выше, чем у автомобилей с дизельными двигателями. Длительное время подзарядки. Ограниченный запас хода. Вес и габариты груза ограничены из-за большой массы и габаритов аккумулятора
Водородный топливный элемент	Снижение выбросов парниковых газов. Уменьшение загрязнения воздуха выбросами нормируемых токсичных компонентов. Более высокая энергоэффективность по сравнению с ДВС. Меньшее время дозаправки по сравнению с аккумуляторными батареями. Высокая энерговооруженность	Высокая начальная стоимость водородного топлива. Требуется интенсивное развитие инфраструктуры. Самая высокая стоимость транспортных средств по сравнению с электромобилями и дизельными автомобилями. Медленное развитие этой технологии

ми, обладают большей энерговооруженностью. Но эти ТС отличаются самой высокой стоимостью, самыми высокими требованиями к инфраструктуре и самыми медленными темпами технологического развития.

Что касается дизельных грузовых автомобилей, то для них необходимо как можно скорее внедрять способы снижения вредных выбросов, твердых частиц и дымности ОГ. Это может быть достигнуто совершенствованием рабочего процесса, снижением расхода топлива, применением различных альтернативных топлив и каталитической нейтрализации ОГ, организацией рециркуляции ОГ (EGR) и др. Гибридные дизельные силовые установки также могут обеспечить переход к полностью электрифицированному автопарку.

Направления улучшения экологических показателей дизелей грузовых автомобилей путем внедрения специальных средств снижения токсичности

Более подробно рассмотрим способы снижения токсичности и дымности ОГ современных грузовых автомобилей с дизельными двигателями. В качестве таких дизельных двигателей выбраны двигатели фирмы Mercedes серий OM-470, OM-471, OM-473, а также ряд отечественных и зарубежных двигателей. Это шестицилиндровые дизельные двигатели, устанавливаемые на грузовые автомобили различного назначения. Они пришли на смену целому ряду V-образных восьмицилиндровых дизельных двигателей с такими же энергетическими показателями.

– дизельный двигатель серии OM-470: общий рабочий объем цилиндров $iV_h = 10,7$ л, максимальная мощность $N_e = 240$ кВт, максимальный крутящий момент $M_e = 1700$ Н·м;

– дизельный двигатель серии OM-471: общий рабочий объем цилиндров $iV_h = 12,8$ л, максимальная мощность $N_e = 265$ кВт, максимальный крутящий момент $M_e = 1800$ Н·м;

– дизельный двигатель серии OM-473: общий рабочий объем цилиндров $iV_h = 15,6$ л, максимальная мощность $N_e = 291$ кВт, максимальный крутящий момент $M_e = 1900$ Н·м.

Третье поколение дизельных двигателей серии OM-471 форсировали по степени сжатия с 18,8 до 20,3. Максимальное давление сгорания составляет $p_z = 25$ МПа. Эффективная мощность N_e изменяется в диапазоне 350...390 кВт в зависимости от подачи топлива и типа турбокомпрессора. Диапазон частот вращения, соответствующих максимальному крутящему моменту, начинается с $n = 800...1000$ мин⁻¹. Гильзы цилиндров «мокрого» типа выполнены из высокопрочного чугуна с глобулярным графитом, поршни стальные. Головка блока цилиндров выполнена из чугуна общей на все цилиндры. Система турбонаддува имеет фиксированную геометрию турбинного колеса. Система газораспределения выполнена с четырьмя клапанами на каждый цилиндр. Привод шестеренчатый со стороны хвостовика коленчатого вала с возможностью отбора мощности для гидронасоса. Клапанная крышка и главный масляный поддон выполнены из пластмассы. Система топливоподачи аккумуляторного типа (Common Rail) — CR-/“X-pulse” с максимальным давлением впрыскивания $p_{\max} = 270$ МПа. Система снижения токсичности и дымности ОГ относится к классам Euro V и Euro VI. Установлены система селективного каталитического восстановления оксидов азота (SCR), система рециркуляции ОГ (EGR) и сажевый фильтр. В первой из указанных систем организовано снижение противодавления на выпуске и повышение индекса однородности водного раствора мочевины (карбамида) — AdBlue, который используется с целью уменьшения выбросов оксидов азота NO_x . Расход жидкости AdBlue системы SCR составляет 5 % от расхода дизельного топлива. Установлены усовершенствованные датчики содержания в ОГ оксидов азота NO_x вместе с адаптивной системой управления выбросами NO_x

с обратной связью и прогнозирующей температурной моделью SCR. Все это позволяет достичь снижения выбросов углекислого газа и экономии топлива до 4 %.

Системы снижения токсичности и дымности ОГ дизельных двигателей серии OM-471, удовлетворяющих требованиям экологических норм Euro VI, имеют в своем составе системы SCR, EGR, ASC, DOC и DPF. При этом реализуются следующие эффекты:

– по параметрам седьмой форсунки дизельного двигателя обеспечивается контроль температуры дизельного окислительного нейтрализатора (DOC), эффективная работа сажевого фильтра (DPF) и системы подачи мочевины (SCR);

– в первой ступени очистки DOC происходит восстановление некоторой части NO_x до NO_2 , необходимого для сжигания твердых частиц во второй ступени DPF;

– в третьей ступени очистки мочевины AdBlue распыляется в системе выпуска ОГ перед нейтрализатором (SCR), в котором оксиды азота NO_x преобразуются в азот (N_2) и воду (H_2O);

– нейтрализатор аммиака (ASC) удаляет оставшийся аммиак NH_3 ;

– система EGR снижает содержание кислорода (O_2) в рабочей смеси и максимальную температуру сгорания топлива.

Одно из направлений снижения расхода топлива и токсичности ОГ современных дизельных двигателей большегрузных автомобилей — использование системы отключения части цилиндров, позволяющей обеспечить эффективную работу оставшихся неотключаемых цилиндров [54–56]. В зависимости от нагрузки дизельных двигателей серии OM-471 и степени рециркуляции ОГ электронный блок управления снижает цикловую подачу топлива для 1-го, 2-го, и 3-го цилиндров с одновременной корректировкой цикловой подачи воздуха. При этом увеличивается цикловая подача топлива в 4, 5 и 6-м цилиндрах. В общем случае цикловая подача может снижаться до нуля в первых трех цилиндрах, а в остальных — увеличиваться до номинального значения. Таким образом, отключение цилиндров способствует увеличению полноты сгорания топлива, снижению дымности ОГ и выбросу твердых частиц. Одновременно наблюдается снижение расхода топлива и увеличение ресурса работы сажевого фильтра

без регенерации. Если необходима дополнительная регенерация сажевого фильтра, а нагрузка дизельного двигателя небольшая, то степень рециркуляции ОГ повышается до 50 % и соответственно растет температура ОГ.

Еще одно из направлений повышения энергоэффективности дизельных двигателей большегрузных автомобилей — применение маловязких и сверхмаловязких термостойких моторных масел, позволяющее повысить механический КПД дизельных двигателей [57–59]. Снижение механических потерь в парах трения двигателя, а также уменьшение энергозатрат на привод вспомогательных агрегатов позволяет снизить удельный эффективный расход топлива. Например, используется отключение электромагнитной муфты пневмокомпрессора и насоса гидроусилителя руля. При движении транспортного средства большой грузоподъемности с дизельными двигателями серии OM-471 со скоростью около 60 км/ч гидроусилитель руля потребляет только 190 Вт энергии вместо 460 Вт в эксплуатируемых ранее грузовиках. Такое снижение трения обеспечивается в этих двигателях низким уровнем вязкости энергосберегающего моторного масла (около 2,9 мПа/с — высокотемпературная вязкость при высокой скорости сдвига). Кроме того, применяется клапан регулирования давления масла, устанавливаемый непосредственно перед масляным термостатом.

Характерными дизельными двигателями для тяжелых грузовиков служат двигатели фирмы Scania. Эта фирма на шестицилиндровых рядных двигателях с рабочим объемом $iV_h = 13$ л достигла высоких значений КПД $\eta_e = 50$ % при степени сжатия $\varepsilon = 23$ и максимальном давлении сгорания $p_z = 25$ МПа. Эти двигатели могут работать на гидрогенизированном растительном масле (HVO100) и на 100%-ном биодизельном топливе FAME (метилловые эфиры жирных кислот). Двигатели оборудованы системами нейтрализации ОГ. Впрыск первой дозы мочевины — жидкости AdBlue — осуществляется сразу после выпускных клапанов, где ОГ имеют высокую температуру, что повышает эффективность их нейтрализации ОГ. Вторая доза жидкости AdBlue впрыскивается внутрь системы нейтрализации, где ОГ имеют меньшее содержание NO_x . Сажевый фильтр, расположенный между двумя нейтрализаторами SCR, регенерируется без последующего впрыска дополни-

тельного топлива в выпускную систему. Все эти мероприятия обеспечивают выполнение экологических норм Euro VI.

Следует отметить, что указанные биотоплива уже нашли применение в дизельных двигателях различного назначения [60–62]. Топливо HVO100 полностью изготовлено из гидрогенизированных растительных масел и отходов кулинарного жира. Использование этого топлива позволяет снизить выбросы углекислого газа на 50...90 %, а также сократить выбросы твердых частиц и оксидов азота. Процесс производства топлива HVO100 состоит в гидрировании отработанных пищевых масел, т. е. в удалении из их состава кислорода, серы и азота, и получении водорода. По сравнению с классическим биотопливом топливо HVO100 не агрессивно к деталям топливной аппаратуры дизельного двигателя, но оно несколько дороже нефтяного дизельного топлива. Наряду с электрификацией грузового и легкового автопарков это топливо находит применение в странах Бенилюкса и Скандинавии.

Отечественная автомобильная промышленность выпускает несколько рядных шестицилиндровых дизельных двигателей для грузовых автомобилей — дизельные двигатели КАМАЗ-910 и ЯМЗ-536. Двигатели КАМАЗ-910 (6ЧН 13/16) мощностью 404 кВт при частоте вращения 1900 мин^{-1} имеют минимальный удельный расход топлива $184 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$. Дизельные двигатели ЯМЗ-536 (6ЧН 10,5/12,8) мощностью 230 кВт при частоте вращения 2300 мин^{-1} имеют минимальный удельный расход топлива $196 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$. Эти двигатели оснащены системами рециркуляции ОГ и сажевыми фильтрами и отвечают экологическим требованиям Euro V и Euro VI. Они конкурентоспособны с зарубежными аналогичными дизельными двигателями и на настоящем этапе развития двигателестроения по совокупности своих потребительских качеств превосходят ТС с аккумуляторными батареями (электромобили) и с водородными топливными элементами.

Заключение

Недостаточно высокие экологические качества эксплуатируемых в настоящее время автомобилей с дизельными двигателями приводят к более широкому использованию на ТС большой грузоподъемности альтернативных силовых

установок. В качестве таковых рассматриваются электромобили на аккумуляторах (BEVs), гибридные силовые установки, в состав которых входят совместно работающие дизельный двигатель и электропривод, автомобили на водородных топливных элементах (FCEVs), водородные ДВС (H₂-ICE) и ДВС, работающие на биотопливах или смесевых топливах.

Проведен сравнительный анализ показателей большегрузных автомобилей с различными типами силовых установок. Отмечено, что основными преимуществами электромобилей и автомобилей с водородными топливными элементами являются высокие экологические показатели, а недостатками — высокая стоимость и недостаточное развитие инфраструктуры заправки. В связи с этим в краткосрочной перспективе дизельные двигатели остаются наиболее распространенным типом силовых установок автомобилей большой грузоподъемности. Более высокий уровень вредных выбросов с ОГ этих двигателей может быть снижен с использованием средств и систем очистки ОГ.

Проведенный анализ конструкций и показателей грузовых автомобилей с дизельными двигателями показал, что имеется тенденция перехода от V-образных шести- и восьмицилиндровых двигателей к рядным шестицилиндровым конструкциям с теми же энергетическими показателями по мощности и крутящему моменту. Также отмечено повышение максимальной степени сжатия и давления сгорания, при-

водящих к росту индикаторного КПД двигателя, повышение максимального давления впрыскивания топлива до 250...270 МПа с целью соблюдения действующих экологических норм по снижению дымности ОГ и выбросу твердых частиц. Для этих же целей применяются нейтрализаторы и фильтры ОГ совместно с системами подачи мочевины и рециркуляции ОГ с целью снижения выбросов оксидов азота.

Для снижения расхода топлива дизельными двигателями автомобилей большой грузоподъемности и, как следствие — снижения выброса углекислого газа, а также с целью улучшения приемистости ТС в них применяются системы комбинированного наддува (механический и газотурбинный). Используются и системы отключения части цилиндров или рабочих циклов. Снижение механических потерь в дизельных двигателях достигается путем применения менее вязких, но более термостойких типов моторного масла и снижения потерь, затрачиваемых на привод вспомогательных агрегатов.

Отечественные дизельные двигатели для грузовых автомобилей — дизельные двигатели КАМАЗ-910 и ЯМЗ-536 — конкурентоспособны с зарубежными аналогичными дизельными двигателями и на настоящем этапе развития двигателестроения по совокупности своих потребительских качеств превосходят ТС с аккумуляторными батареями и с водородными топливными элементами.

Литература

- [1] Drozdziel P. *The Vehicle Engine Start-Up Process: Operational and Environmental Aspects*. London, Routledge, 2022, 150 p.
- [2] Erdogan S., Miller-Hooks E. A green vehicle routing problem. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 2012, vol. 48, no. 1, pp. 100–114. <https://doi.org/10.1016/j.tre.2011.08.001>
- [3] Suzuki Y. A new truck-routing approach for reducing fuel consumption and pollutants emission. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2011, vol. 16, no. 1, pp. 73–77. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2010.08.003>
- [4] Obert E.F., ed. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*. Washington, Intext Educational Publishers, 1973, 736 p.
- [5] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [6] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [7] Плотницкий И.О., Журавлева Т.Б. Сравнительный анализ экологической эффективности генерирующих систем на основе различных видов возобновляемых источников энергии. *Прогрессивная экономика*, 2025, № 10, с. 137–152. https://doi.org/10.54861/27131211_2025_10_137

- [8] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 2020, vol. 21, no. 1, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [9] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E., Cruz-Peragón F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies nouvelles*, 2020, vol. 75, art. no. 56. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [10] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 21–32.
- [11] Нижников А.В., Савенок В.Е. Особенности экологического нормирования энергогенерирующих установок на различных видах топлива. *Вестник Витебского государственного технологического университета*, 2020, № 1, с. 159–165.
- [12] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: An index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.180>
- [13] Ou Y., Shi W., Smith S.J., et al. Estimating environmental co-benefits of US low-carbon pathways using an integrated assessment model with state-level resolution. *Applied Energy*, 2018, vol. 213, pp. 482–493. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.122>
- [14] Семенов С.М. Парниковый эффект: открытие, развитие концепции, роль в формировании глобального климата и его антропогенных изменений. *Фундаментальная и прикладная климатология*, 2015, № 2, с. 103–126.
- [15] Матюшенко А.Д., Зорина Т.Г. Сравнительная характеристика традиционных и возобновляемых источников энергии с точки зрения экономической эффективности и вызываемого ими экологического ущерба. *Журнал Белорусского государственного университета. Экономика*, 2023, № 2, с. 92–99. EDN: CXNJCC
- [16] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок с двигателями внутреннего сгорания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2026, № 2, с. 137–162.
- [17] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [18] Сколько машин на Земле: статистика, факты и прогнозы на 2026 год. URL: <https://avto-spravochnik.vercel.app/articles/s/sk/skolko-na-zemle-mashin.html> (дата обращения 10.07.2026).
- [19] Гумеров И.Ф., Марков В.А., Блинов А.С., Надарейшвили Г.Г., Фардеев Л.И. Направления снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами современных дизельных двигателей. Москва, ИНФРА-М, 2026, 225 с.
- [20] Теренченко А.С. ЕВРО-7: новые экологические требования для легковых, грузовых автомобилей и автобусов в Европейском союзе. *Автомобильная промышленность*, 2024, № 10, с. 10–16.
- [21] Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Кулешов А.А., Неверов В.А. Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 42–55.
- [22] Безюков О.К., Жуков В.А., Воробей К.А. Анализ энергоекологического эффекта применения газопоршневых двигателей в судовых энергетических установках. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2015, № 6, с. 143–151. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2015-7-6-143-151>
- [23] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [24] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [25] Росприроднадзор. Федеральная служба по надзору в сфере природопользования. URL: https://rpn.gov.ru/press/news/po_itogam_2025_goda_vybrosy_ot_perevzhnykh_istochnikov_avtomobilnogo_i_zheleznodorozhnogo_transpor/ (дата обращения 10.07.2026).
- [26] Васильев А.В. *Повышение качества оценки комплексной экологической безопасности автотранспортных средств*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, НАМИ, 2019, 107 с.

- [27] Азаров В.К. *Разработка комплексной методики исследований и оценки экологической безопасности автомобилей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, НАМИ, 2014, 137 с.
- [28] *Загрязнение воздуха от транспорта ежегодно уносит жизни почти 700 000 человек*. URL: https://asector.ru/news/2026_06_zagryaznenie_ot_transporta (дата обращения 10.07.2026).
- [29] Posada F., Yang Z., Muncrief R. *Review of Current Practices and New Developments in Heavy-Duty Vehicle Inspection and Maintenance Programs*. Washington, International Council on Clean Transportation, 2015, 47 p.
- [30] Zhao H., ed. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. Vol. 2. *Diesel Engines*. Cambridge, Woodhead Publishing, 2010, 739 p.
- [31] Lange W.W. The effect of fuel properties on particulate emissions in heavy-duty truck engines under transient operating conditions. *SAE Technical Paper Series*, 1991, no. 912425, pp. 1–24. <https://doi.org/10.4271/912425>
- [32] Williams R.L., Perez J.M., Griffing M.E. A review of sampling condition effect on polynuclear aromatic hydrocarbons (PNA) from heavy-duty diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1985, no. 852081, pp. 57–75. <https://doi.org/10.4271/852081>
- [33] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Плахов С.В., Фурман В.В., Шленов М.И. *Безуглеродные и низкоуглеродные газомоторные топлива для тепловозных дизельных двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2026, 176 с.
- [34] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [35] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Применение в дизелях нетрадиционных топлив как добавок к основному*. Москва, Легион-Автодата, 2014, 162 с.
- [36] Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Неверов В.А., Шленов М.И. Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 28–41.
- [37] Ерохов В.И., Надарейшвили Г.Г., Блинов А.С. Анализ эффективности использования восстановителя оксидов азота отработавших газов дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 48–63. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.48-63>
- [38] Cunanen C., Tran M.-K., Lee Y., Kwok S., Leung V., Fowler M. A review of heavy-duty vehicle powertrain technologies: Diesel engine vehicles, battery electric vehicles, and hydrogen fuel cell electric vehicles. *Clean Technologies*, 2021, vol. 3, no. 2, pp. 474–489. <https://doi.org/10.3390/cleantechnol3020028>
- [39] Tran M.-K., Sherman S., Samadani E., Vrolyk R., Wong D., Lowery M., Fowler M. Environmental and economic benefits of a battery electric vehicle powertrain with a zinc–air range extender in the transition to electric vehicles. *Vehicles*, 2020, vol. 2, no. 3, pp. 398–412. <https://doi.org/10.3390/vehicles2030021>
- [40] Pells H., Denton T. *Electric and Hybrid Vehicles*. New York, Routledge, 2024, 260 p.
- [41] Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А. Проблемы электрификации автомобильного транспорта России. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 21–31.
- [42] Гусаков С.В. *Гибридные силовые установки на основе ДВС*. Москва, Российский университет дружбы народов, 2008, 111 с.
- [43] Раков В.А. *Оценка эксплуатационных свойств автомобилей с комбинированными энергетическими установками*. Вологда, Вологодский государственный университет, 2020, 240 с.
- [44] Раков В.А. Критерии оценки эффективности использования гибридных автомобилей. *Двигателестроение*, 2025, № 4, с. 3–15.
- [45] Раков В.А., Трушин Н.Н., Капустин А.А. Закономерности и перспективы совершенствования энергоустановок автомобилей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2022, № 2, с. 64–70.
- [46] Раменский А.Ю., Григорьев С.А. Технологии топливных элементов: вопросы технического регулирования. *Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология»*, 2016, № 19–20, с. 107–129. <https://doi.org/10.15518/isjaee.2016.19-20.107-129>
- [47] Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 25–33.
- [48] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С. Процесс сгорания в дизельном двигателе при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2026, № 1, с. 70–79.
- [49] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Болдырев А.В., Быковская Л.И. Кунжутное масло как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу. *Двигателестроение*, 2026, № 1, с. 80–94.
- [50] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Смольников М.В. Расчетно-теоретические исследования работы дизеля с добавками газового топлива. *Двигателестроение*, 2026, № 2, с. 90–100.

- [51] Добровольский Ю.А., Бушкова О.В., Астафьев Е.А. и др. *Литий-ионные аккумуляторы*. Москва, Российский химико-технологический университет им. Д.И. Менделеева, 2020, 207 с.
- [52] Марков В.А., Сивачев В.М., Сивачев С.М., Маркова И.Г. Топливные элементы для транспорта. *Грузовик*, 2016, № 3, с. 13–19. EDN: VVRTNX
- [53] *Дизель или бензин — что лучше: решаем извечный вопрос*. URL: <https://auto.mail.ru/article/103660-dizel-ili-benzin/#anchor174305719743824543> (дата обращения 10.07.2026).
- [54] Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Корнев Б.А., Мельник И.С. Регулирование дизеля методом отключения-включения цилиндров или циклов. *Двигателестроение*, 2011, № 3, с. 7–12.
- [55] Патрахальцев Н.Н., Аношина Т.С., Камышников Р.О. Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения рабочего объема. *Двигателестроение*, 2015, № 1, с. 26–29.
- [56] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя на аммиаке с запальной дозой биотоплива. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 4, с. 39–57.
- [57] Путинцев С.В. Мало- и сверхмаловязкие моторные масла: преимущества, ограничения и метод расчетной оценки применимости. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 24–37. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.24-37>
- [58] Путинцев С.В., Деменкова С.П. Обоснование и направление конструкционной адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 39–54.
- [59] Путинцев С.В., Аникин С.А., Деменкова С.П., Манташян М.Г. Предельно малая вязкость моторного масла и расчет ее значений для быстроходных поршневых двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 3, с. 57–71.
- [60] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [61] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [62] Нагорнов С.А., Дворецкий Д.С., Романцова С.В., Таров В.П. *Техника и технологии производства и переработки растительных масел*. Тамбов, ТГТУ, 2010, 96 с.

References

- [1] Drozdziel P. *The Vehicle Engine Start-Up Process: Operational and Environmental Aspects*. London, Routledge, 2022, 150 p.
- [2] Erdogan S., Miller-Hooks E. A green vehicle routing problem. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 2012, vol. 48, no. 1, pp. 100–114. <https://doi.org/10.1016/j.tre.2011.08.001>
- [3] Suzuki Y. A new truck-routing approach for reducing fuel consumption and pollutants emission. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2011, vol. 16, no. 1, pp. 73–77. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2010.08.003>
- [4] Obert E.F., ed. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*. Washington, Intext Educational Publishers, 1973, 736 p.
- [5] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A., et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [6] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Bowen, Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed biofuels and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [7] Plotnitskiy I.O., Zhuravleva T.B. Comparative analysis of the environmental efficiency of generating systems based on various types of renewable energy sources. *Progressive Economy*, 2025, no. 10, pp. 137–152. (In Russ.). https://doi.org/10.54861/27131211_2025_10_137
- [8] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 2020, vol. 21, no. 1, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [9] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E., Cruz-Peragón F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies nouvelles*, 2020, vol. 75, art. no. 56. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [10] Lozhkina O.V., Malchikov K.B. Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants. *Engines Construction*, 2024, no. 1, pp. 21–32. (In Russ.).

- [11] Nizhnikov A.V., Savenok V.E. Features of environmental regulation of energy-generating installations using various fuels. *Bulletin of Vitebsk State Technological University*, 2020, no. 1, pp. 159–165. (In Russ.).
- [12] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: An index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.180>
- [13] Ou Y., Shi W., Smith S.J., et al. Estimating environmental co-benefits of US low-carbon pathways using an integrated assessment model with state-level resolution. *Applied Energy*, 2018, vol. 213, pp. 482–493. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.122>
- [14] Semenov S.M. The greenhouse effect: Discovery, concept development, and role in the formation of the global climate and its anthropogenic changes. *Fundamental and Applied Climatology*, 2015, no. 2, pp. 103–126. (In Russ.).
- [15] Matyushenko A.D., Zorina T.G. Comparative characteristic of conventional and renewable energy sources in terms of economic efficiency and their environmental damage. *Journal of the Belarusian State University. Economics*, 2023, no. 2, pp. 92–99. (In Russ.). EDN CXNJCC.
- [16] Markov V.A. Automatic control and regulation systems of thermal power plants with internal combustion engines. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2026, no. 2, pp. 137–162. (In Russ.).
- [17] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low-carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [18] *Skol'ko mashin na Zemle: statistika, fakty i prognozy na 2026 god* [How many cars are there on Earth: Statistics, facts, and forecasts for 2026]. Available at: <https://avto-spravochnik.vercel.app/articles/s/sk/skolko-na-zemle-mashin.html> (accessed July 10, 2026).
- [19] Gumerov I.F., Markov V.A., Blinov A.S., Nadareyshvili G.G., Fardeev L.I. *Napravleniya snizheniya vybrosov vrednykh veshchestv s otrabotavshimi gazami sovremennykh dizel'nykh dvigateley* [Directions for reducing harmful emissions from the exhaust gases of modern diesel engines]. Moscow, INFRA-M Publ., 2026, 225 p. (In Russ.).
- [20] Terenchenko A.S. EURO-7: New environmental requirements for passenger cars, trucks, and buses in the European Union. *Automobile Industry*, 2024, no. 10, pp. 10–16. (In Russ.).
- [21] Blinov A.S., Gumerov I.F., Kuleshov A.A., Neverov V.A. Computational study of the diesel engine parameters if equipped with the exhaust gas recirculation system. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 42–55. (In Russ.).
- [22] Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Vorobey K.A. Analysis of the energy and environmental effect of using gas-piston engines in ship power plants. *Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and River Fleet*, 2015, no. 6, pp. 143–151. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2015-7-6-143-151>
- [23] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of exhaust gases of diesel engines]. Moscow, Bauman Moscow State Technical University Publ., 2002, 376 p. (In Russ.).
- [24] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, NITs Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [25] *Rosprirodnadzor. Federal'naya sluzhba po nadzoru v sfere prirodopol'zovaniya*. [Rosprirodnadzor. Federal Service for Supervision of Natural Resources.] Available at: https://rpn.gov.ru/press/news/po_itogam_2025_goda_vybrosy_ot_peredvizhnykh_istochnikov_avtomobilnogo_i_zheleznodorozhnogo_transpor/ (accessed July 10, 2026).
- [26] Vasil'ev A.V. *Povyshenie kachestva otsenki kompleksnoy ekologicheskoy bezopasnosti avtotransportnykh sredstv* [Improving the quality of assessment of the comprehensive environmental safety of motor vehicles]. Diss. Ph. D. (Eng.). Moscow, NAMI, 2019, 107 p. (In Russ.).
- [27] Azarov V.K. *Razrabotka kompleksnoy metodiki issledovaniy i otsenki ekologicheskoy bezopasnosti avtomobiley* [Development of a comprehensive methodology for research and assessment of environmental safety of cars]. Diss. Ph. D. (Eng.). Moscow, NAMI, 2014, 137 p. (In Russ.).
- [28] *Zagryaznenie vozdukhа ot transporta ezhegodno unosit zhizni pochti 700 000 chelovek* [Air pollution from transport kills almost 700,000 people every year]. Available at: https://asector.ru/news/2026_06_zagryaznenie_ot_transporta (accessed July 10, 2026).
- [29] Posada F., Yang Z., Muncrief R. *Review of Current Practices and New Developments in Heavy-Duty Vehicle Inspection and Maintenance Programs*. Washington, International Council on Clean Transportation, 2015, 47 p.

- [30] Zhao H., ed. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development. Vol. 2. Diesel Engines*. Cambridge, Woodhead Publishing, 2010, 739 p.
- [31] Lange W.W. The effect of fuel properties on particulate emissions in heavy-duty truck engines under transient operating conditions. *SAE Technical Paper Series*, 1991, no. 912425, pp. 1–24. <https://doi.org/10.4271/912425>
- [32] Williams R.L., Perez J.M., Griffing M.E. A review of sampling condition effects on polynuclear aromatic hydrocarbons (PNA) from heavy-duty diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 1985, no. 852081, pp. 57–75. <https://doi.org/10.4271/852081>
- [33] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Plakhov S.V., Furman V.V., Shlenov M.I. *Bezuglerodnye i nizkouglerodnye gazomotornye topliva dlya teplovoznnykh dizel'nykh dvigateley* [Carbon-free and low-carbon gas-motor fuels for diesel locomotive engines]. Moscow, Bauman Moscow State Technical University Publ., 2026, 176 p. (In Russ.).
- [34] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of industrial production of hydrogen and its use in transport power plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).
- [35] Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. *Primenenie v dizelyakh netraditsionnykh topliv kak dobavok k osnovnomu* [Use of non-traditional fuels in diesel engines as additives to the main fuel]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2014, 162 p. (In Russ.).
- [36] Blinov A.S., Gumerov I.F., Neverov V.A., Shlenov M.I. Experimental parameter research of a diesel engine with the exhaust gas recirculation system. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 28–41. (In Russ.).
- [37] Erokhov V.I., Nadareishvili G.G., Blinov A.S. Analysis of the effectiveness of the use of nitrogen oxide reducing agent of exhaust gases of diesel engines. *Engines Construction*, 2022, no. 3, pp. 48–63. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.48-63>
- [38] Cunanan C., Tran M.-K., Lee Y., Kwok S., Leung V., Fowler M. A review of heavy-duty vehicle powertrain technologies: Diesel engine vehicles, battery electric vehicles, and hydrogen fuel cell electric vehicles. *Clean Technologies*, 2021, vol. 3, no. 2, pp. 474–489. <https://doi.org/10.3390/cleantechnol3020028>
- [39] Tran M.-K., Sherman S., Samadani E., Vrolyk R., Wong D., Lowery M., Fowler M. Environmental and economic benefits of a battery electric vehicle powertrain with a zinc–air range extender in the transition to electric vehicles. *Vehicles*, 2020, vol. 2, no. 3, pp. 398–412. <https://doi.org/10.3390/vehicles2030021>
- [40] Pells H., Denton T. *Electric and Hybrid Vehicles*. New York, Routledge, 2024, 260 p.
- [41] 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, pp. 21–31. (In Russ.).
- [42] Gusakov S.V. *Gibridnye silovye ustanovki na osnove DVS* [Hybrid power plants based on internal combustion engines]. Moscow, Peoples' Friendship University of Russia Publ., 2008, 111 p. (In Russ.).
- [43] Rakov V.A. *Otsenka ekspluatatsionnykh svoystv avtomobiley s kombinirovannymi energeticheskimi ustanovkami* [Evaluation of the operational properties of vehicles with combined power plants]. Vologda, Vologda State University Publ., 2020, 240 p. (In Russ.).
- [44] Rakov V.A. Criteria for assessing the efficiency of hybrid vehicles. *Engines Construction*, 2025, no. 4, pp. 3–15. (In Russ.).
- [45] Rakov V.A., Trushin N.N., Kapustin A.A. Patterns and prospects for improving vehicle power plants. *Transport on Alternative Fuel*, 2022, no. 2, pp. 64–70. (In Russ.).
- [46] Ramenskiy A.Yu., Grigor'ev S.A. Fuel cell technologies: Technical regulation issues. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology*, 2016, no. 19–20, pp. 107–129. (In Russ.). <https://doi.org/10.15518/isjaee.2016.19-20.107-129>
- [47] Saydanov V.O., Landgraf I.K., Kasatkin M.A. Power plants with fuel cells. *Engines Construction*, 2017, no. 4, pp. 25–33. (In Russ.).
- [48] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. The combustion process in a diesel engine using methanol and methyl ether of rapeseed oil. *Engines Construction*, 2026, no. 1, pp. 70–79. (In Russ.).
- [49] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Boldyrev A.V., Bykovskaya L.I. Sesame oil as an environmental additive to petroleum diesel fuel. *Engines Construction*, 2026, no. 1, pp. 80–94. (In Russ.).
- [50] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu., Smolnikov M.V. Calculation and theoretical research of a diesel engine with gas fuel additives. *Engines Construction*, 2026, no. 2, pp. 90–100. (In Russ.).
- [51] Dobrovol'skiy Yu.A., Bushkova O.V., Astaf'ev E.A. et al. *Litii-ionnyye akkumulyatory* [Lithium-ion batteries]. Moscow, Mendeleev University of Chemical Technology of Russia Publ., 2020, 207 p. (In Russ.).
- [52] Markov V.A., Sivachev V.M., Sivachev S.M., Markova I.G. Fuel cells for transport. *Truck*, 2016, no. 3, pp. 13–19. (In Russ.).

- [53] *Dizel' ili benzin — chto luchshe: reshaem izvechnyy vopros* [Diesel or gasoline: Which is better? Solving the eternal question]. Available at: <https://auto.mail.ru/article/103660-dizel-ili-benzin/#anchor174305719743824543> (accessed July 10, 2026).
- [54] Patrakhal'tsev N.N., Strashnov S.V., Kornev B.A., Mel'nik I.S. Diesel engine regulation by cylinder or cycle switching. *Engines Construction*, 2011, no. 3, pp. 7–12. (In Russ.).
- [55] Patrakhal'tsev N.N., Anoshina T.S., Kamyshnikov R.O. Reducing fuel consumption and harmful emissions of a diesel engine at low-load modes by changing the working volume. *Engines Construction*, 2015, no. 1, pp. 26–29. (In Russ.).
- [56] Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Modeling of the working process of a diesel engine running on ammonia with a starting dose of biofuel. *Transport on Alternative Fuel*, 2024, no. 4, pp. 39–57. (In Russ.).
- [57] Putintsev S.V. Low- and ultra-low-viscosity engine oils: Advantages, limitations, and method of calculated applicability evaluation. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 24–37. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.24-37>
- [58] Putintsev S.V., Demenkova S.P. Justifying an approach to structural adaptation of a piston engine to lubricating with the energy conserving ultra-low-viscosity engine oil. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 39–54. (In Russ.).
- [59] Putintsev S.V., Anikin S.A., Demenkova S.P., Mantashyan M.G. Engine oil extremely low viscosity and its values computation for the high-speed piston engines. *Engines Construction*, 2025, no. 3, pp. 57–71. (In Russ.).
- [60] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyan A.S. *Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Use of alternative fuels in internal combustion engines]. Moscow, MADI (TU) Publ., 2000, 311 p. (In Russ.).
- [61] Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Bagrov V.V., Zykov S.A. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor fuels made from vegetable oils]. Riga, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 p. (In Russ.).
- [62] Nagornov S.A., Dvoretzkiy D.S., Romantsova S.V., Tarov V.P. *Tekhnika i tekhnologii proizvodstva i pererabotki rastitel'nykh masel* [Equipment and technologies for the production and processing of vegetable oils]. Tambov, TGTU Publ., 2010, 96 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 04.08.2026

Сведения об авторах

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

Савастенко Эдуард Андреевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: e.d.u.a.r.d@inbox.ru

Старостин Андрей Николаевич — аспирант кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели», Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: starostakm2@yandex.ru

Блинов Артем Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Шленов Матвей Ильич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: matvey-job@mail.ru

Грицук Екатерина Сергеевна — студентка МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: gritsuk.ekaterina.8v@mail.ru

Information about the authors

Savastenko Andrey Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: dozentrudn@mail.ru

Savastenko Eduard Andreevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: e.d.u.a.r.d@inbox.ru

Starostin Andrey Nikolaevich — Postgraduate Student, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: starostakm2@yandex.ru

Blinov Artem Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Shlenov Matvey Il'ich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: matvey-job@mail.ru

Gritsuk Ekaterina Sergeevna — Student, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: gritsuk.ekaterina.8v@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Старостин А.Н., Блинов А.С., Шленов М.И., Грицук Е.С. Особенности использования различных силовых установок на транспортных средствах большой грузоподъемности. *Двигателестроение*, 2026, № 3 (305), с. 3–24.

Citation:

Savastenko A.A., Savastenko E.A., Starostin A.N., Blinov A.S., Shlenov M.I., Gritsuk E.S. Features of using various power units on heavy-duty vehicles. *Engines Construction*, 2026, no. 3 (305), pp. 3–24. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

Оценка локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений ее температуры на работающем двигателе

В.Г. Заренбин, Н.Д. Чайнов, В.А. Марков

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

Estimation of local heat fluxes in the cylinder liner based on measurements of its temperature on a running engine

V.G. Zarenbin, N.D. Chaynov, V.A. Markov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Работоспособность деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания во многом определяется тепловыми потоками в этих деталях. Одной из наиболее теплонапряженных деталей цилиндропоршневой группы является гильза цилиндра. Предложена методика оценки локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений ее температур на работающем двигателе с использованием фильтра Калмана. В качестве неизвестных величин выбраны максимальная плотность теплового потока в гильзе и коэффициент аппроксимации плотности локального теплового потока. Результаты исследований при различных вариантах задания начального вектора состояния и точности задания начальных условий показали устойчивую сходимость оценок вектора искомых величин с предельной относительной погрешностью, не превышающей 7 %. При этом достигается совпадение расчетных и непосредственно измеренных температур гильзы цилиндра с предельной относительной погрешностью, не превышающей 2 %.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, цилиндр двигателя, гильза цилиндра, тепловой поток, обратная задача теплопроводности, фильтр Калмана

The performance of the cylinder-piston group of internal combustion engines is largely determined by the heat flows in these parts. One of the most heat-stressed parts of the cylinder-piston group is the cylinder liner. A method has been proposed for estimating the local heat flows in the cylinder liner based on measurements of its temperature during engine operation using a Kalman filter. The maximum heat flux density in the sleeve and the approximation coefficient of the local heat flux density were selected as unknown quantities. The results of the studies, based on various initial state vectors and initial conditions, showed stable convergence of the estimates of the vector of unknown quantities with a maximum relative error of 7 %. At the same time, the calculated and directly measured temperatures of the cylinder sleeve match with a maximum relative error of no more than 2 %.

Keywords: internal combustion engine, engine cylinder, cylinder liner, heat flow, inverse heat conduction problem, Kalman filter

Введение

В настоящее время развитие и совершенствование двигателей внутреннего сгорания (ДВС) непосредственно связаны с увеличением тепловых нагрузок на его основные детали, интенсификацией происходящих в нем процессов теплопереноса. Поэтому вполне естественно, что вопросу теплопередачи в поршневых двигателях посвящен ряд публикаций [1–7]. В них изложены как результаты расчетно-экспериментальных исследований разнообразных конструктивных особенностей двигателей при различных условиях и режимах нагружения, так и описание методик их проведения.

К числу основных величин, характеризующих нагрузку теплонапряженных деталей, относятся локальные тепловые потоки на их поверхностях. Поскольку тепловой поток не может быть измерен непосредственно, его определяют по измерениям температуры теплоприемника с последующим решением обратной задачи теплопроводности (ОЗТ) [8–12]. При этом применяют классические или вариационные методы решения ОЗТ. Классические методы предусматривают использование производных различных порядков от непосредственно измеряемой температуры, что может сказаться на достоверности полученного решения в условиях неизбежных погрешностей исходных данных.

Перспективным методом решения ОЗТ является метод оптимального оценивания или метод наименьших квадратов, при котором минимизируется квадратичная функция вектора невязки, определяемого как разница между непосредственно измеряемыми величинами и рассчитанными по выбранной математической модели тепловой системы [10, 13]. К его достоинствам можно отнести возможность комплексного определения нескольких тепловых параметров в одном эксперименте, учета влияния погрешностей в исходной информации, оценки достоверности и точности теплового состояния.

Различные аспекты теории и практики применения оптимального оценивания теплового состояния конструктивных элементов теплоэнергетических устройств, кроме поршневых ДВС, рассмотрены в работе [13]. Параметры стационарного состояния деталей цилиндропоршневой группы оценены в работах [14, 15]. В работе [14] рассмотрена оптимальная оценка

локальных стационарных тепловых потоков на поверхностях гильзы цилиндра. Однако в ней изложены положительные результаты математического моделирования принятой модели теплопередачи через гильзу цилиндра ДВС, но отсутствуют сведения о ее экспериментальной проверке.

Целью работы являлась оценка локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра двигателя внутреннего сгорания по результатам измерений температур на работающем двигателе с использованием фильтра Калмана.

Алгоритм дискретного фильтра Калмана при оценке теплопередачи через гильзу цилиндра

При проведении исследований предполагается, что локальные тепловые потоки в гильзе цилиндра постоянны во времени и измерению подлежит температура в отдельных точках гильзы цилиндра, расположенных на ее поверхностях или на некотором расстоянии от них, в условиях работающего двигателя. Допускается, что измеренные значения температуры гильзы цилиндра получены со случайной погрешностью $\vec{\varepsilon}$, характеризуемой нулевым математическим ожиданием и диагональной ковариационной матрицей E . Тогда вектор измерения $\vec{t}$ можно представить в виде

$$\vec{t} = \vec{f}(\vec{X}_0) + \vec{\varepsilon},$$

где $\vec{X}_0$ — вектор истинных значений искомых параметров.

В рассматриваемом случае в качестве искомых параметров выбраны максимальная плотность теплового потока по высоте гильзы цилиндра $q_{\max}$, а также коэффициент аппроксимации C в формуле

$$q = q_{\max} e^{-Cz},$$

где z — относительная высота гильзы цилиндра. Тогда вектор искомых параметров примет вид

$$\vec{X} = \begin{bmatrix} q_{\max} \\ C \end{bmatrix}.$$

Для оценки вектора $\vec{X}$ использован фильтр Калмана, который описывается уравнениями [10, 13]:

$$\hat{\vec{X}}_{k+1} = \hat{\vec{X}}_k + K_{k+1} [\vec{t}_{k+1} - \hat{\vec{t}}_{k+1}];$$

$$K_{k+1} = P_k \hat{H}_{k+1}^T [\hat{H}_{k+1} P_k \hat{H}_{k+1}^T + E]^{-1};$$

$$P_{k+1} = P_k - K_{k+1} \hat{H}_{k+1} P_k,$$

где $\hat{X}_{k+1}$ — оценка вектора $\hat{X}$ на $(k+1)$ -м шаге вычислений; $\hat{X}_k$ — оценка вектора $\hat{X}$ на k -м шаге вычислений; $\hat{t}_{k+1}$ — прогноз вектора измерения согласно решению уравнения теплопроводности при оценке вектора $\hat{X}_k$; K_{k+1} — весовая матрица фильтра, P_{k+1} ; P_k — ковариационные матрицы ошибок оценок параметров на k -м и $(k+1)$ -м шагах вычислений; E — матрица дисперсий погрешностей измерений температур; $\hat{H}_{k+1} = \frac{\partial \vec{t}}{\partial \vec{x}} \Big|_{\vec{x}=\hat{x}_k}$ — матрица измерений.

В рассматриваемом случае матрицы фильтра Калмана записываются как

$$\vec{t} = [t_1, t_2, \dots, t_N]^T;$$

$$E = \text{diag}[\sigma_1^2, \dots, \sigma_N^2] \hat{H}_{k+1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial t_1}{\partial q_{\max}} & \frac{\partial t_1}{\partial C} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{\partial t_N}{\partial q_{\max}} & \frac{\partial t_N}{\partial C} \end{bmatrix},$$

где σ_N^2 — дисперсия погрешностей измерений с нулевым математическим ожиданием и диагональной ковариационной матрицей; N — число точек, в которых осуществляется измерение температур.

Элементы матрицы измерений можно найти аналитически с использованием решения задачи осесимметричной стационарной теплопроводности гильзы цилиндра.

Аналитический метод расчета температур гильзы цилиндра

Исходное уравнение температурного поля гильзы имеет вид

$$\zeta \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} + \frac{1}{\eta} \frac{\partial \Theta}{\partial \eta} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \eta^2} = 0$$

с граничными условиями

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \eta} + \text{Bi}_w(\Theta - \Theta_w) = 0 \text{ при } \eta = 1;$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \eta} + \text{Ki}(z) = 0 \text{ при } \eta = \eta_1;$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial z} = 0 \text{ при } z = 1;$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial z} = 0 \text{ при } z = 0,$$

где

$$z = \frac{h}{H}; \quad \eta = \frac{R}{R_H}; \quad \eta_1 = \frac{R_{\text{вн}}}{R_H}; \quad \varsigma = \left(\frac{R_H}{H} \right)^2;$$

$$\Theta = \frac{t_{\text{ц}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{н}}}; \quad \Theta_w = \frac{t_w - t_{\text{н}}}{t_{\text{н}}};$$

$$\text{Bi}_w = \frac{\alpha_w R_H}{\lambda_{\text{ц}}}; \quad \text{Ki}(z) = \frac{q(z) R_H}{\lambda_{\text{ц}} t_{\text{н}}};$$

$t_{\text{ц}}$ — температура в точке гильзы с координатами z и η ; $t_{\text{н}}$ — температура, принятая за начало отсчета; α_w , t_w , $\lambda_{\text{ц}}$ — соответственно, коэффициент теплоотдачи, температура охлаждающей среды на внешней поверхности гильзы цилиндра и коэффициент теплопроводности материала гильзы цилиндра; $q(z)$ — плотность теплового потока на внутренней поверхности гильзы с текущей координатой z ; $R_{\text{вн}}$, R_H , H — соответственно, внутренний, наружный радиусы и высота гильзы цилиндра; R , h — текущие координаты по радиусу и высоте гильзы цилиндра; Bi_w — число Био; $\text{Ki}(z)$ — число Кирпичева.

Применив к исходному уравнению и граничным условиям известные конечные интегральные преобразования [16, 17]:

$$\text{— по переменной } z: \quad \tilde{\Theta} = \int_0^1 \Theta \cos(\mu_n z) dz, \text{ т. е.}$$

$\Theta \dots \tilde{\Theta}$, μ_n — корень характеристического уравнения $\sin \mu_n = 0$;

$$\text{— по переменной } \eta: \quad \Theta^* = \int_{\eta_1}^1 \eta \tilde{\Theta} u_0(\beta_m \eta) d\eta,$$

т. е. $\tilde{\Theta} \dots \Theta^*$, β_m — корни характеристического уравнения

$$\left[J_1(\beta_m) - \frac{\text{Bi}_w \cdot J_0(\beta_m)}{\beta_m} \right] Y_1(\beta_m \eta_1) -$$

$$- \left[Y_1(\beta_m) - \frac{\text{Bi}_w \cdot Y_0(\beta_m)}{\beta_m} \right] J_1(\beta_m \eta_1) = 0,$$

где J_0 , J_1 , Y_0 , Y_1 — функции Бесселя, соответственно, первого и второго рода, нулевого и первого порядка; u_0 — функция от функций Бесселя, а также формулы обратного преобразования, получим:

$$\Theta(z, \eta) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\mu_n z) \left[\Psi_1 + \sum_{m=1}^{\infty} B_m u_0(\beta_m \eta) \frac{S^*}{\xi_{mn}} \right];$$

$$S^* = -\zeta \frac{\mu_n^2}{\beta_m^2} \widetilde{K}i_n \eta_1 u_0(\beta_m \eta_1);$$

$$\widetilde{K}i_n = C \cdot K i_{\max} \left[\frac{1 - e^{-C} \cos \mu_n}{C^2 + \mu_n^2} \right]; K i_{\max} = q_{\max} \frac{R_H}{\lambda_{ц} t_H};$$

$$\Psi_1 = \frac{\eta_1 \cdot K i_{\max}}{Bi_w} (1 - Bi_w \ln \eta);$$

$$A_n^{-1} = 1 \text{ при } \mu_n = 0, \text{ иначе } A_n^{-1} = 0,5;$$

$$B_m^{-1} = \frac{1}{2} \left[\frac{4}{\pi^2 \beta_m^2} \left(1 + \frac{Bi_w^2}{\beta_m^2} \right) - \eta_1^2 u_0^2(\beta_m \eta_1) \right];$$

$$u_0(\beta_m \eta) = \left[Y_1(\beta_m) - \frac{Bi_w}{\beta_m} Y_0(\beta_m) \right] J_0(\beta_m \eta) -$$

$$- \left[J_1(\beta_m) - \frac{Bi_w}{\beta_m} J_0(\beta_m) \right] Y_0(\beta_m \eta);$$

$$\xi_{mn} = \beta_m^2 + \zeta \mu_n^2.$$

В результате пробных расчетов установлено, что с точностью 2...3 % можно принять $n = 6$, $m = 2$.

С учетом принятого ранее выражения для q элементы матрицы измерений примут вид

$$\frac{\partial \Theta}{\partial q_m} \Big|_{\eta=\eta_1} = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\mu_n z) \times$$

$$\times \left[\Psi_1 + \sum_{m=1}^{\infty} B_m u_0(\beta_m \eta_1) \frac{S_q^*}{\xi_{mn}} \right];$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial C} \Big|_{\eta=\eta_1} = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\mu_n z) \times$$

$$\times \left[\Psi_1 + \sum_{m=1}^{\infty} B_m u_0(\beta_m \eta_1) S_C^* \right],$$

где

$$\Psi_1 = \eta_1 \frac{1 - Bi_w \cdot \ln \eta_1}{Bi_w} K i_q;$$

$$K i_q = C \frac{R_H (1 - e^{-C} \cos \mu_n)}{\lambda_{ц} t_H (C^2 + \mu_n^2)};$$

$$S_q^* = \zeta \frac{\mu_n^2}{\beta_m^2} K i_q \eta_1 u_0(\beta_m \eta_1);$$

$$\Psi_1 = \eta_1 \frac{1 - Bi_w \cdot \ln \eta_1}{Bi_w} K i_C;$$

$$K i_C = K i_{\max} \left[\frac{(1 - e^{-C} \cos \mu_n + C e^{-C} \cos \mu_n)}{C^2 + \mu_n^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{2C^2 (1 - e^{-C} \cos \mu_n)}{(C^2 + \mu_n^2)^2} \right];$$

$$S_C^* = \zeta \frac{\mu_n^2}{\beta_m^2} K i_C \eta_1 u_0(\beta_m \eta_1).$$

Для реализации фильтра Калмана можно использовать и другие аналитические методы теории теплопроводности, но наиболее предпочтителен изложенный выше метод конечных интегральных преобразований, позволяющий получить решение коротким путем и в более простом виде.

Оценка локальных тепловых потоков

Оценка локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра была выполнена при следующих значениях параметров: наружный радиус гильзы цилиндра $R_H = 0,074$ м, высота гильзы цилиндра $H = 0,146$ м, отношение внутреннего радиуса к наружному $\eta_1 = 0,872$, коэффициент теплопроводности материала гильзы $\lambda_{ц} = 58,0$ Вт/(м · °С), число $Bi_w = 5$, начальная температура $t = 60$ °С.

Вектор измерений температур гильзы принимали согласно данным работы [18], где приведены результаты термометрирования гильзы цилиндра на работающем двигателе хромель-копелевыми термопарами с диаметром электродов 0,5 мм. В этом случае этот вектор имеет вид

$$\vec{t}^T = [136 \ 130 \ 121 \ 116 \ 112].$$

Предполагалось, что температуру гильзы измеряли в точках на расстоянии 0,5 мм от внутренней поверхности гильзы цилиндра с вектором относительных высот:

$$\vec{z}^T = [0,1 \ 0,2 \ 0,5 \ 0,75 \ 1].$$

Для оценки начальных значений вектора $\vec{X}_0$ были исследованы форма и особенности функции невязки $\Phi(\vec{X}^*) = \sum_{i=1}^N [\vec{t} - \hat{f}_i(\vec{X}^*)]^T \times$
 $\times [\vec{t} - \hat{f}_i(\vec{X}^*)]$ в пространстве априорно известных границ реальных значений вектора $\vec{X}^*$ [13, 14]. Анализ показал, что в диапазоне параметров $1 \cdot 10^5 < \hat{q}_{\max} < 6 \cdot 10^5$ Вт/м² и $0,2 < C < 0,9$ функция невязки $\Phi(\vec{X}^*)$ имеет один глобаль-

Варианты начальных оценок $\vec{X}_0$

Составляющие вектора $\vec{X}_0$	Номер варианта			
	1	2	3	4
$q_{\max 0}$, Вт/м ²	$1 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$
C_0	0,2	0,4	0,2	0,4
Окончательные оценки:				
$\hat{q}_{\max}$	2,13	2,13	2,21	2,17
$\hat{C}$	0,47	0,45	0,45	0,47

ный экстремум, т. е. система глобально идентифицируема.

Принятые варианты задания начальных оценок $\vec{X}_0$, а также их идентифицируемые значения приведены в таблице.

Ковариационную матрицу ошибок начальных оценок неизвестных величин P_0 принимали в диагональной форме с учетом положительных результатов ранее проведенного математического моделирования [14]:

$$P_0 = \begin{bmatrix} 10^{11} & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}.$$

Случайную погрешность измерений температуры принимали распределенной по нормальному закону с дисперсией от $\sigma_\varepsilon^2 = 0,1$ до $\sigma_\varepsilon^2 = 1$.

Движения оценок температуры гильзы цилиндра вблизи рабочей поверхности и максимальной плотности теплового потока $\hat{q}_{\max}$ в точке измерения по высоте гильзы с координатой $z = 0$ показаны на рис. 1 при двух вариантах задания начального вектора состояния: 1 —

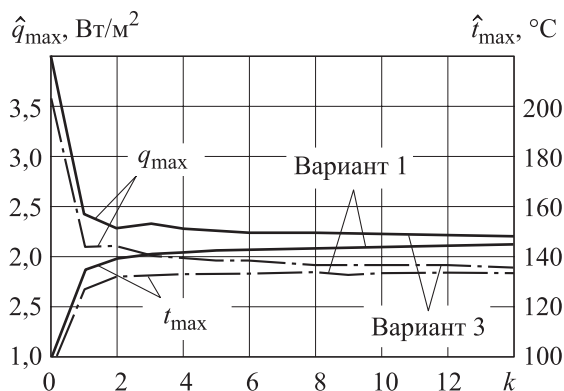


Рис. 1. Движение оценок максимальной температуры гильзы цилиндра $\hat{t}_{\max}$ вблизи рабочей поверхности и $\hat{q}_{\max}$ в точке измерения по высоте гильзы $z = 0$ при двух вариантах задания начального вектора состояния

первый вариант, 2 — третий вариант. Движения оценок коэффициента $\hat{C}$ при плотности теплового потока $q_m = 1 \cdot 10^5$ Вт/м² и различных оценках C_0 изображены на рис. 2.

Видно, что при различных начальных оценках $q_{\max 0}$ и C_0 наблюдается устойчивая сходимость оценок этих величин к значениям, при которых достигается совпадение расчетных и непосредственно измеренных температур с предельной относительной погрешностью, не превышающей 2 % после 14 шагов вычислений. Существенно, что неточность задания начальных оценок при этом достигала 100 %. Для всех остальных вариантов выбора начальных значений различие в окончательных оценках не превышает значений приведенных выше величин. Окончательные оценки вектора искомым параметров приведены в таблице выше. В качестве истинных значений неизвестных величин были приняты

$$\hat{q}_{\max} = 2,16 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2, \hat{C} = 0,46.$$

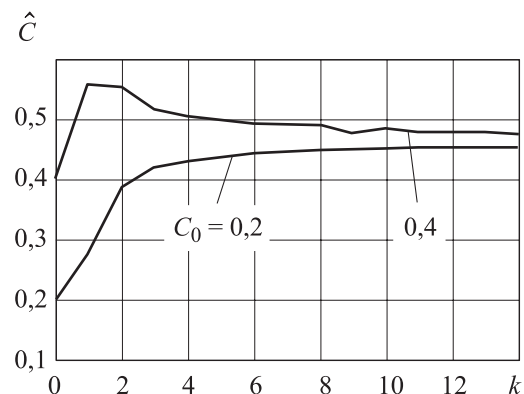


Рис. 2. Движения оценок коэффициента $\hat{C}$ при плотности теплового потока $q_m = 1 \cdot 10^5$ Вт/м² и различных оценках C_0

Была подтверждена высокая помехозащищенность фильтра Калмана, так как даже для случая с большой помехой $\sigma_{\varepsilon}^2 = 1,0$ разброс оцениваемых величин не превышал 2...3 %, что крайне важно при его практическом использовании. Достоверность оценок $\hat{q}_{\max}$ и $\hat{C}$ определяли с помощью составления ковариационной матрицы возможных ошибок оценок искомых параметров [13]:

$$P(\hat{X}) = \sigma^2 M^{-1},$$

где σ^2 — дисперсия ошибок измерения; M^{-1} — обратная матрица Грама, определяемая следующим выражением:

$$M = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N u_{1i}^2 & \sum_{i=1}^N u_{2i} u_{1i} \\ \sum_{i=1}^N u_{1i} u_{2i} & \sum_{i=1}^N u_{2i}^2 \end{bmatrix} t_n^2,$$

$u_{1i} = \frac{\partial \hat{\Theta}_i}{\partial q_{\max}}$; $u_{2i} = \frac{\partial \hat{\Theta}_i}{\partial C}$ — функции чувствительности для истинных значений вектора искомых параметров $\vec{X}$. Диагональные элементы p_{11} и p_{22} матрицы $P(\hat{X})$ являются дисперсиями $\sigma_{q_{\max}}^2$, σ_C^2 оценок искомых параметров.

После обращения матрицы M среднеквадратичные погрешности оценок искомых параметров составили $\hat{\sigma}_{q_{\max}} = 2,59 \cdot 10^3$ Вт/м² и $\hat{\sigma}_C = 0,024$, а предельные относительные погрешности, соответственно $\delta_{q_{\max}} = 4$ и $\delta_C = 7$ %, что допустимо в инженерной практике.

Таким образом, выполненная оптимальная оценка плотности локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений температур на работающем двигателе с использованием фильтра Калмана является эффективной и может быть реализована для практического применения в исследованиях процессов теплопередачи в ДВС.

Заключение

По итогам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Оптимальную оценку локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений температур в условиях работы двигателя с использованием алгоритма дискретного фильтра Калмана можно с успехом применять при экспериментальных исследованиях теплового состояния деталей современных двигателей внутреннего сгорания.

2. Результаты исследований температурного состояния гильзы цилиндра при различных вариантах и точности задания начальных условий показали устойчивую сходимость оценок вектора искомых величин к значениям, при которых достигается совпадение расчетных и непосредственно измеренных температур гильзы цилиндра с предельной относительной погрешностью, не превышающей 2 %.

3. Предельные относительные погрешности оценки максимальной плотности теплового потока $q_{\max}$ в гильзе цилиндра и значения C составляют соответственно 4 и 7 %, что допустимо в инженерной практике.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-14. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Чайнов Н.Д., Краснотутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [3] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 520 с.
- [4] Чайнов Н.Д., Краснотутский А.Н., Мягков Л.Л., Руссинковский С.Ю. *Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей. Ч. 1. Моделирование температурных полей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 31 с.
- [5] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Новиков М.С. Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 14–22.
- [6] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 4, с. 16–23.

- [7] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [8] Бек Дж., Блакуэлл Б., Сент-Клэр Ч. (мл.). *Некорректные обратные задачи теплопроводности*. Москва, Мир, 1989, 312 с.
- [9] Темкин А.Г. *Обратные методы теплопроводности*. Москва, Энергия, 1973, 464 с.
- [10] Медич Дж. *Статистически оптимальные линейные оценки и управление*. Москва, Энергия, 1973, 440 с.
- [11] Алифанов О.М. *Обратные задачи теплообмена*. Москва, Машиностроение, 1988, 280 с.
- [12] Коздоба Л.А., Круковский П.Г. *Методы решения обратных задач теплопереноса*. Киев, Наукова думка, 1982, 358 с.
- [13] Симбирский Д.Ф. *Температурная диагностика двигателей: Пленочная термометрия и оптимальные оценки*. Киев, Техніка, 1976, 208 с.
- [14] Заренбин В.Г. Определение плотности тепловых стационарных потоков на поверхностях гильзы цилиндра ДВС методом оптимальной фильтрации Калмана. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*, 2016, № 1, с. 37–43.
- [15] Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю., Вальехо Мальдонадо П.Р. *Моделирование теплового состояния и расчет на заедание пар трения базовых теплонапряженных деталей поршневых двигателей*. Москва, Инфра-М, 2024, 222 с.
- [16] Мотовиловец И.А. *Теплопроводность пластин и тел вращения*. Киев, Наукова думка, 1969, 144 с.
- [17] Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. *Уравнения в частных производных математической физики*. Москва, Высшая школа, 1970, 712 с.
- [18] Стефановский Б.С. *Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей*. Москва, Машиностроение, 1978, 128 с.

References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV-14. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [3] Kavataradze R.Z. *Lokal'nyy teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh* [Local Heat Transfer in Piston Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2016, 520 p. (In Russ.).
- [4] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L., Russinkovskiy S.Yu. *Matematicheskoye modelirovaniye poley temperatur, deformatsiy i napryazheniy v detalyakh tsilindroporshnevoy gruppy porshnevnykh dvigateley. Ch. 1. Modelirovaniye temperaturnykh poley* [Mathematical modeling of temperature fields, deformations and stresses in the details of the cylinder piston group of piston engines. Part 1. Modeling of temperature fields]. Moscow, BMSTU Press, 2003, 31 p. (In Russ.).
- [5] Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Novikov M.S. Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 14–22. (In Russ.).
- [6] Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Zarenbin V.G., Novikov M.S. Calculation of heat exchange conditions in the piston ring zone when modeling the thermal state of parts of the cylinder-piston group of engines. *Engines Construction*, 2025, no. 4, pp. 16–23. (In Russ.).
- [7] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [8] Bek Dzh., Blackwell B., Sent-Kler Ch. (jun). *Nekorrektnyye obratnyye zadachi teploprovodnosti* [Incorrect inverse heat conduction problems]. Moscow, Mir Publ., 1989, 312 p. (In Russ.).
- [9] Temkin A.G. *Obratnyye metody teploprovodnosti* [Inverse methods of thermal conductivity]. Moscow, Energia Publ., 1973, 464 p. (In Russ.).
- [10] Medich Dzh. *Statisticheski optimal'nyye lineynyye otsenki i upravleniye* [Statistically optimal linear estimation and control]. Moscow, Energia Publ., 1973, 440 p. (In Russ.).
- [11] Alifanov O.M. *Obratnyye zadachi teploobmena* [Inverse heat transfer problems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988, 280 p. (In Russ.).
- [12] Kozdoba L.A., Krukovskiy P.G. *Metody resheniya obratnykh zadach teploperenosa* [Methods for solving inverse heat transfer problems]. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1982, 358 p. (In Russ.).

- [13] Simbirskiy D.F. *Temperaturnaya diagnostika dvigateley: Plenochnaya termometriya i optimal'nyye otsenki* [Thermal engine diagnostics: Film thermometry and optimal estimates]. Kiev, Tekhnika Publ., 1976, 208 p. (In Russ.).
- [14] Zarenbin V.G. Determination of stationary heat flux density on the surfaces of an internal combustion engine cylinder liner using optimal Kalman filtering. *Visnyk Prydniprovskoi derzhavnoi akademii budivnytstva ta arkhitektury* [Bulletin of Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture], 2016, no. 1 (214), pp. 37–43. (In Russ.).
- [15] Zarenbin V.G., Chainov N.D., Russinkovsky S.Yu., Vallejo Maldonado P.R. *Modelirovaniye teplovogo sostoyaniya i raschet na zayedaniye par treniya bazovykh teplonapryazhennykh detaley porshnevykh dvigateley* [Modeling of the thermal state and calculation of seizure of friction pairs of basic heat-stressed parts of piston engines]. Moscow, Infra-M Publ., 2024, 222 p. (In Russ.).
- [16] Motovilovets I.A. *Teploprovodnost' plastin i tel vrashcheniya* [Thermal conductivity of plates and bodies of revolution]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1969, 144 p. (In Russ.).
- [17] Koshlyakov N.S., Gliner E.B., Smirnov M.M. *Uravneniya v chastnykh proizvodnykh matematicheskoy fiziki* [Partial differential equations of mathematical physics]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1970, 712 p. (In Russ.).
- [18] Stefanovsky B.S. *Teplonapryazhennost' detaley bystrokhodnykh porshnevykh dvigateley* [Thermal stress in parts of high-speed piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 128 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

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

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

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

Information about the authors

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

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

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Марков В.А. Оценка локальных тепловых потоков в гильзе цилиндра по результатам измерений ее температуры на работающем двигателе. *Двигателестроение*, 2026, № 3(305), с. 25–32.

Citation:

Zarenbin V.G., Chaynov N.D., Markov V.A. Estimation of local heat fluxes in the cylinder liner based on measurements of its temperature on a running engine. *Engines Construction*, 2026, no. 3(305), pp. 25–32. (In Russ.).

УДК 621.43

Анализ влияния влажности воздуха, состава топлива и рециркуляции отработавших газов на показатели поршневых двигателей с внешним смесеобразованием

Л.М. Матюхин

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Российская Федерация

Analysis of the effects of air humidity, fuel composition, and exhaust gas recirculation on the performance of piston engines with external mixture formation

L.M. Matyukhin

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
Moscow, Russian Federation

Улучшение топливно-экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания возможно при дальнейшем совершенствовании их рабочего процесса. При этом необходимо учитывать свойства топлива и воздуха, а также наличие системы рециркуляции отработавших газов. В качестве возможных видов топлива рассмотрены бензин, метан, метанол, водород и индивидуальные углеводороды — этан, пропан, бутан и пентан. Проанализированы параметры, характеризующие вид топлива, свойства воздуха и работу системы рециркуляции отработавших газов. Показано, что коэффициент наполнения цилиндров двигателя рабочей смесью определяется не только физико-химическими свойствами используемого топлива, но также барометрическим давлением, температурой и влажностью воздуха и количеством рециркуляционных отработавших газов. Предложены уточненные зависимости для определения коэффициента наполнения цилиндров двигателя, коэффициента избытка воздуха и среднего индикаторного давления. Подтверждено существенное влияние коэффициента наполнения на индикаторные показатели двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, альтернативное топливо, рабочая смесь, влажность воздуха, рециркуляция отработавших газов, коэффициенты вытеснения и избытка воздуха, среднее индикаторное давление

Improving the fuel economy and environmental performance of internal combustion engines requires further refinement of their working process. In this context, the properties of the fuel and air, as well as the presence of an exhaust gas recirculation system, should be taken into account. Gasoline, methane, methanol, hydrogen, and individual hydrocarbons, including ethane, propane, butane, and pentane, are considered as possible fuels. The parameters characterizing the fuel type, air properties, and operation of the exhaust gas recirculation system are analyzed. It is shown that the cylinder filling coefficient is determined not only by the physicochemical properties of the fuel used, but also by barometric pressure, air temperature and humidity, and the amount of recirculated exhaust gas. Refined relationships are proposed for determining the cylinder filling coefficient, excess-air ratio, and mean indicated pressure. The significant influence of the filling coefficient on the indicated performance of the engine is confirmed.

Keywords: internal combustion engine, alternative fuel, working mixture, air humidity, exhaust gas recirculation, excess-air ratio and displacement factor, mean indicated pressure

Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются основным типом энергетических установок для транспорта [1–4]. Перспективы их дальнейшего применения будут определяться резервами совершенствования рабочего процесса этих двигателей и возможностями применения в них различных топлив, включая альтернативные топлива [5–10]. Достаточно подробно изучены вопросы влияния химического состава топлива на показатели дизельных двигателей [11–15] и двигателей с искровым зажиганием [16–19]. Из опыта перевода бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием на питание газообразным топливом известно, что конвертация сопровождается снижением мощности в результате ухудшения наполнения [20–23]. Чем меньше была (кажущаяся) молекулярная масса топлива, чем более «легким» был применявшийся газ, тем существеннее ухудшались мощностные показатели двигателя. Эти показатели изменялись и при использовании оксигенатов [24–27]. Заметное влияние на топливно-экономические и экологические показатели работы двигателей с внешним смесеобразованием оказывают влажность воздуха и наличие системы рециркуляции отработавших газов (ОГ) [28–32]. Указанные обстоятельства требуют нахождения математических соотношений, определяющих зависимость показателей двигателя от физико-химического состава топлива, а также от влажности воздуха и наличия системы рециркуляции ОГ.

Цель работы — исследование влияния химического состава топлива, влажности воздуха и рециркуляции ОГ на показатели поршневых двигателей с внешним смесеобразованием.

Исследование зависимостей показателей двигателя от вида топлива, влажности воздуха и наличия системы рециркуляции отработавших газов

Эффект «вытеснения» водяным паром воздуха проще всего иллюстрировать при рассмотрении заполненного рабочей смесью полного объема цилиндра V_a как суммы парциальных объемов компонентов этой смеси (рис. 1). В соответствии с законом Амага полный объем цилиндра V_a , равный объему рабочей смеси $V_{p.c.}$ при подобном подходе может быть представлен суммой

$$V_a = V_{p.c.} = V_r + V_t + V_{c.возд} + V_{пар} + V_R = V_r + V_{c.з}. \quad (1)$$

Здесь нижние индексы соответствуют последовательно: рабочей смеси (р.с), остаточным газам (r), топливу (т), сухому воздуху (с.возд), водяному пару (пар) и рециркуляционным газам (R). При этом $V_{c.з} = V_v + V_{пар} + V_t + V_R$ — парциальный объем свежего заряда (с.з). Почленное деление равенства (1) на объем $V_{p.c.} = V_a$ дает равную единице сумму объемных долей σ_i компонентов, т. е. определяющий мощностные, экономические и экологические характеристики двигателя объемный состав [33–35] рабочей смеси:

$$\sigma_r + \sigma_t + \sigma_{c.возд} + \sigma_{пар} + \sigma_R = 1$$

или

$$\sigma_{c.з} + \sigma_r = 1.$$

Отсюда следует, что изменение доли любого из компонентов рабочей смеси не может не ска-

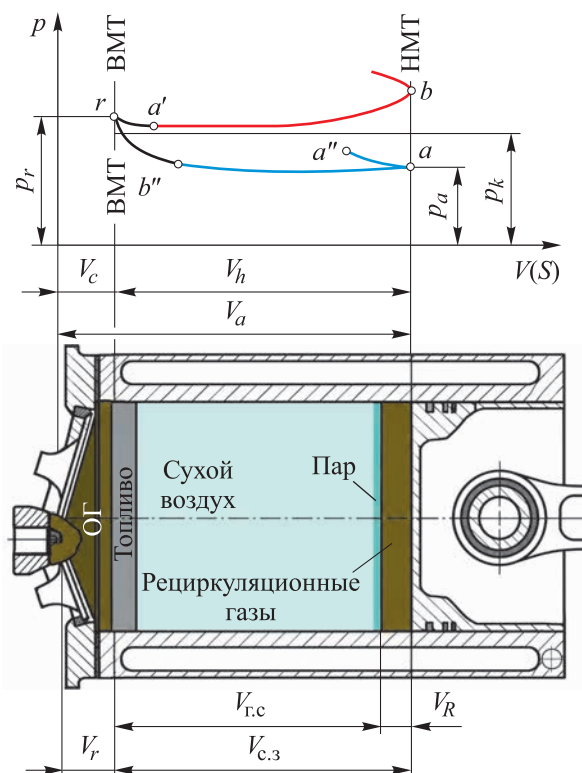


Рис. 1. Полный объем цилиндра как сумма парциальных объемов компонентов рабочей смеси:

V_r — остаточных газов; V_R — циркулирующих газов; $V_{т.с}$ — горючей топливовоздушной смеси и $V_{с.з}$ — свежего заряда; BMT — верхняя и HMT — нижняя мертвые точки; S — ход поршня; V_c — объем камеры сгорания; V_h — рабочий объем; V_a — полный объем цилиндра

зываются на соотношении долей остальных компонентов.

Рабочая смесь представляет собой композицию, состоящую из трех газовых смесей — нейтральных продуктов сгорания, топлива и влажного воздуха (смесь сухого воздуха и паров). Чтобы отличать объемные доли компонентов рабочей смеси от долей отдельных составляющих топлива, продуктов сгорания и воздуха, традиционно обозначаемых буквой r , здесь и ниже объемные доли *воздуха, топлива и нейтральных продуктов сгорания* в рабочей смеси обозначаются как σ_i . Состав влажного воздуха определяется выражением

$$r_{\text{с.возд}} + r_{\text{пар}} = 1,$$

а увеличение доли пара всегда сопровождается снижением доли сухого воздуха. Таким образом, доля пара во влажном воздухе может быть найдена как разность

$$r_{\text{пар}} = 1 - r_{\text{с.возд}}.$$

Чем выше эта доля, тем существеннее эффект «вытеснения» паром сухого воздуха. Подобный подход позволяет найти ряд уточненных зависимостей [33, 36], в том числе для определения коэффициента наполнения η_v :

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \Phi_s}{p_k T_r} \right) \frac{T_k}{T_a} A(1 - R'_c)$$

и доли воздуха в рабочей смеси

$$\sigma_v = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \Phi_s}{\varepsilon p_a T_r} A(1 - R'_c).$$

Здесь $R'_c = \frac{N_R}{N_{\text{г.с}} + N_R}$ — степень рециркуляции

ОГ, представляющая собой отношение количества рециркуляционных газов N_R к количеству свежего заряда $N_{\text{г.с}} + N_R$ (в киломолях). Степень рециркуляции равна доле рециркуляционных газов в заряде ($R'_c = \sigma'_R$). Использование рециркуляции ОГ неизбежно сказывается на показателях двигателя, снижая количество поступающего в цилиндры воздуха.

В этих зависимостях фигурирует обозначение A — коэффициент вытеснения, являющийся функцией характеристики смеси χ (см. далее формулу (3)) и определяющий в случае внешнего смесеобразования степень влияния хими-

ческого состава топлива на наполнение. При внутреннем смесеобразовании топливо, подаваемое по завершении наполнения в цилиндры двигателя, не может влиять на количество поступающего в них воздуха, а потому $A = 1$. Коэффициент вытеснения A численно равен объемной доле воздуха в топливовоздушной смеси [33, 37, 38]:

$$A = \frac{\alpha L_0 \mu_T}{\alpha L_0 \mu_T + 1}, \quad (2)$$

где $L_0 = l_0 / \mu_v$ — стехиометрическое соотношение, кмоль воздуха / кг топлива. Произведение же $A(1 - R'_c)$ в приведенных выше зависимостях равно доле воздуха в свежем заряде и представляет собой некий «суммарный коэффициент вытеснения».

Как показано в работах [36, 37], тепловой расчет рабочего цикла поршневых ДВС на базе доли свежего заряда/воздуха приводит к сокращению числа независимых переменных и открывает новые возможности для установления связи между химическим составом используемого топлива, соотношением количеств отдельных компонентов в рабочей смеси и основными показателями двигателя. Кроме того, объемные доли *любого* из компонентов рабочей смеси могут быть выражены посредством доли воздуха σ_v [35, 39], определяющей при фиксированном значении коэффициента избытка воздуха α количество подаваемого в цилиндр двигателя топлива.

При расчете рабочего цикла двигателя на базе соотношений парциальных объемов компонентов рабочей смеси отпадает необходимость в использовании коэффициента остаточных газов γ_r , поскольку их доля в рабочей смеси выражается разностью $\sigma_r = 1 - \sigma_{\text{с.з}}$. Чем меньше значение доли свежего заряда $\sigma_{\text{с.з}}$ отличается от единицы, тем совершеннее процесс наполнения. Доля остаточных газов σ_r позволяет судить о резервах по наполнению. Важно, что доля σ_r является единственным оценочным параметром степени внутренней рециркуляции [33, 37, 40].

Как отмечено в работах [36, 41, 42], по числовому значению коэффициента наполнения невозможно судить ни о степени заполнения цилиндра воздухом, ни о резервах по наполнению. Кроме того, при изменении атмосферных условий одному и тому же массовому наполнению цилиндров может соответствовать бесконечное

множество значений коэффициента наполнения η_v . Использование для оценки качества газообмена долей рабочей смеси дает наглядное представление о степени заполнения отдельными компонентами объема цилиндра и позволяет легко визуализировать результаты газообмена [33, 37]. Значение $\sigma_{с.з} > 1$ свидетельствует о потерях части свежего заряда, а значение $\sigma_{с.з} = 1$ соответствует идеальной очистке цилиндра от ОГ при отсутствии потерь свежего газа в результате продувки [33, 37, 38].

Как следует из определения коэффициента избытка воздуха α , базирующегося на массе воздуха G_B и топлива G_T , а также на стехиометрическом соотношении l_0 , справедливо выражение

$$\alpha = \frac{G_B}{l_0 G_T} = \frac{N_B \mu_B}{l_0 N_T \mu_T} = \frac{N_B}{N_T \mu_T L_0}.$$

Соотношения количеств N_i , парциальных объемов V_i и объемных долей компонентов топливовоздушной горючей смеси σ_i'' определяются выражением

$$\frac{N_B}{N_T} = \frac{V_B}{V_T} = \frac{\sigma_B''}{\sigma_T''} = \mu_T \alpha L_0.$$

В соответствии с принятыми в [33, 37] обозначениями два штриха говорят о том, что речь идет о долях компонентов топливовоздушной смеси, один штрих — о долях компонентов в свежем заряде. Доли компонентов рабочей смеси обозначают без штрихов.

Поскольку до начала сгорания количество отдельных компонентов не изменяется, соотношение парциальных объемов σ_i воздуха и топлива остается таким же и в свежем заряде, и в рабочей смеси, т. е. определяется выражением

$$\frac{\sigma_B'}{\sigma_T'} = \frac{\sigma_B}{\sigma_T} = \mu_T \alpha L_0. \quad (3)$$

Определяя соотношение парциальных объемов воздуха и топлива, безразмерный комплекс $\mu_T \alpha L_0$ учитывает химический состав топлива (посредством L_0), молекулярную массу используемого топлива μ_T и коэффициент избытка воздуха α . Благодаря влиянию на наполнение, экономику и мощностные показатели двигателя комплекс $\chi = \mu_T \alpha L_0$ был назван характеристической смеси.

При фиксированном значении коэффициента избытка воздуха α количество подаваемого

в цилиндр воздуха G_B определяется количеством поступающего в него топлива G_T . Следовательно, расчет цикла можно проводить не только на базе взаимно независимых коэффициентов наполнения η_v , остаточных газов γ_r и избытка воздуха α , но и на основе доли воздуха в рабочей смеси σ_B , зависящей, как следует из последнего равенства, от химического состава топлива и воздуха (как функция от $\mu_T L_0$), а также от коэффициента избытка воздуха α . Чем больше произведение $\mu_T \alpha L_0$, тем существеннее парциальный объем воздуха, его количество и объемная доля превосходят значения соответствующих величин для топлива.

Из закона Авогадро следует, что при равных термодинамических условиях объем, занимаемый одним киломолем любого газа, одинаков для всех газов. Следовательно, при переводе двигателя на питание более «легким» топливом увеличение количества топлива означает увеличение доли топлива в рабочей смеси за счет уменьшения доли воздуха, т. е. снижения наполнения. Таким образом, соотношение количества и парциальных объемов воздуха и топлива в горючей смеси, свежем заряде и в рабочей смеси определяется безразмерным комплексом $\mu_T \alpha L_0$. Для бензина, например, при $\alpha = 1$ объем воздуха в смеси превышает объем топлива более чем в 60 раз, для метана — в 9,5 раза, для метанола — в 7,2 раза, а для водорода — всего лишь в 2,4 раза. То есть в поступающей в цилиндры бензовоздушной смеси объем полностью испаренного бензина с его чрезвычайно «тяжелыми» молекулами ($\mu \approx 115$ кг/кмоль) пренебрежимо мал по сравнению с объемом воздуха.

Ситуация кардинально изменяется при использовании в качестве топлива «легкого» водорода: воздуха в цилиндр будет поступать существенно меньше, поскольку в единице объема горючей смеси его доля составляет лишь немногим больше 75 %. Как следует из зависимости (2), указанное влияние химического состава топлива на наполнение в поршневых ДВС с внешним смесеобразованием оценивается коэффициентом вытеснения A , являющимся функцией безразмерного комплекса $\mu_T \alpha L_0$ и численно равным объемной доле воздуха в топливовоздушной горючей смеси [18, 35, 43]. Характер изменения коэффициента вытеснения как функции молекулярной массы продемонстрирован на рис. 2. Однако значения коэффи-

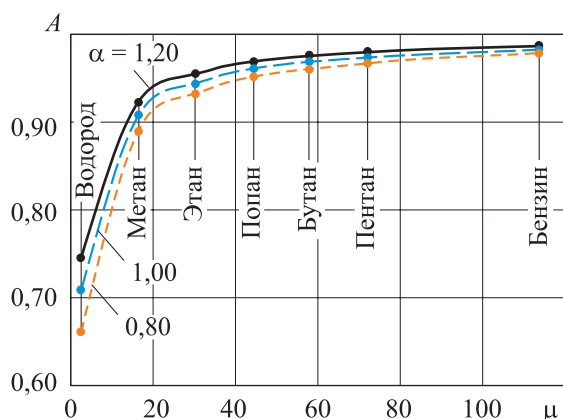


Рис. 2. Зависимость коэффициента вытеснения A от молекулярной массы μ углеводородного топлива и коэффициента избытка воздуха α (метки на графике соответствуют расчетным данным) [37, 43]

коэффициента вытеснения A для спиртов и эфиров при соответствующих значениях их молекулярных масс оказываются ниже соответствующих значений, определяемых приведенными на рис. 2 кривыми. Это объясняется уменьшением стехиометрического соотношения [44] для этих топлив в результате наличия в их молекулах кислорода. В связи с этим целесообразно рассмотреть зависимость коэффициента вытеснения от химического состава топлива — как его функции от произведения $\mu_t \alpha L_0$ (рис. 3).

В отличие от коэффициента вытеснения A , влияющего на наполнение и показатели только двигателей с внешним смесеобразованием, соотношение парциальных объемов воздуха и топлива $V_v/V_t = \mu_t \alpha L_0$ не может не сказываться на характеристиках двигателей с внутренним смесеобразованием. Наличие во влажном воздухе паров и степень насыщения ими воздуха влияют на соотношение в нем количеств сухого воздуха и пара. Чем больше во влажном воздухе пара, тем меньше остается в нем сухого воздуха. Таким образом, от влажности воздуха зависит наполнение цилиндров двигателя сухим воздухом и количество поступающего в цилиндры окислителя — кислорода. Указанное изменение состава влажного воздуха не может не влиять на значения плотности, кажущейся молекулярной массы, газовой постоянной R влажного воздуха, доли в нем несвязанного кислорода и, следовательно, количества именно влажного воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, т. е. стехиометрического соотношения.

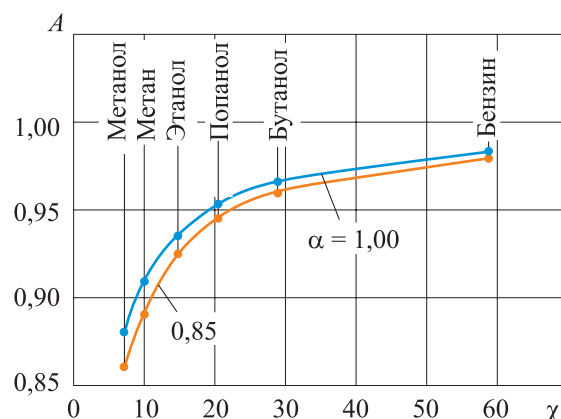


Рис. 3. Зависимость коэффициента вытеснения A от химического состава топлива — комплекса $\chi = \alpha \mu_t L_0$ и коэффициента избытка воздуха α (метки на графике соответствуют экспериментальным данным) [44]

Следовательно, изменение доли пара в составе влажного воздуха должно сказываться на показателях двигателя.

Чтобы определить степень влияния содержания в атмосферном воздухе паров на показатели двигателя, в первую очередь необходимо проанализировать взаимосвязь между приборно-определяемой относительной влажностью ϕ и такими характеристиками воздуха, как влагосодержание d , кажущаяся молекулярная масса смеси сухого воздуха и пара μ , массовый и объемный состав, плотность, газовая постоянная, а также теплоемкость. Для влажного пара справедливы все зависимости, используемые при определении параметров газовых смесей. Зная барометрическое давление B и давление насыщения p_s при рассматриваемой температуре, можно определить паросодержание d — массу пара, содержащегося в 1 кг сухого воздуха [18]:

$$d = 0,622 \frac{\phi p_s}{B - \phi p_s}. \quad (4)$$

При известном значении влагосодержания массовые доли сухого воздуха и пара находят с использованием выражений

$$g_v = \frac{1}{1+d}; \quad g_n = \frac{d}{1+d},$$

в знаменателе которых стоит суммарная масса влажного воздуха — 1 кг воздуха и d кг пара. Поскольку доля пара во влажном воздухе является функцией влагосодержания d , отличие теплотехнических характеристик и параметров

влажного воздуха от аналогичных характеристик воздуха сухого оказывается тем существеннее, чем больше влагосодержание.

Кажущаяся молекулярная масса влажного воздуха определяется выражением

$$\mu = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}.$$

Если задано барометрическое давление (мм рт. ст.), плотность влажного воздуха находят как

$$\rho = \frac{\mu B}{750 \mu R T},$$

где μ — кажущаяся молекулярная масса влажного воздуха при рассматриваемых условиях. Пересчет массовых долей на объемные осуществляется с использованием известного из термодинамики выражения

$$r_i = \mu \frac{g_i}{\mu_i}.$$

Зависящее от влагосодержания значение газовой «постоянной» влажного воздуха представляет собой сумму произведений массовых долей на газовые постоянные пара и воздуха, т. е. [18]:

$$R = \frac{d}{1+d} R_{\text{п}} + \frac{1}{1+d} R_{\text{в}}.$$

Значение теплоемкости c_p влажного воздуха следует определять не по выражению, отнесенному к 1 кг сухого воздуха,

$$c_p = 1,005 + 1,807d,$$

поскольку оно характеризует теплоемкость $(1+d)$ кг смеси, а с использованием зависимости для 1 кг влажного воздуха

$$c_p = \sum_{i=1}^n g_i c_{p_i}.$$

Значение доли пара во влажном воздухе определяется разностью $r_{\text{п}} = 1 - r_{\text{в}}$, а доли несвязанного кислорода во влажном воздухе — произведением доли сухого воздуха во влажном на долю содержащегося в сухом воздухе кислорода

$$r_{\text{O}_2} = 0,21 r_{\text{с.возд}}.$$

Как следует из структуры приведенных зависимостей, все перечисленные выше вели-

чины в конечном итоге являются функциями температуры окружающей среды (поскольку $d = f(p_s)$, а давление насыщенных паров p_s зависит от температуры), а также зависят от приборно-определяемых значений относительной влажности ϕ и атмосферного давления B .

Одному и тому же влагосодержанию d может соответствовать бесконечно большое сочетание определяющих его величин (рис. 4, линия AB). Соответственно, одному и тому же значению относительной влажности могут сопутствовать различные степени насыщения сухого воздуха парами (рис. 4, линия EF). Иными словами, конкретному значению ϕ может соответствовать воздух различного массового/объемного состава, характеризуемый разными значениями кажущейся молекулярной массы, плотности, газовой постоянной и теплоемкости.

Анализ влияния влажности на термодинамические характеристики влажного воздуха основан на результатах расчетного эксперимента с использованием приведенных выше зависимостей. Влияние давления влажного воздуха на его характеристики представляет интерес в первую очередь в связи с зависимостью давления окружающей среды от высоты над уровнем моря. Повышение барометрического давления B от 700 мм рт. ст. (приблизительно соответствует высоте 700 м над уровнем моря) до уровня 780 мм рт. ст. отражается в увеличении знаменателя выражения (4) что при $\phi = 75\%$ приводит к незначительному уменьшению влагосодержания d (с 0,0062 до 0,0057 кг/кг) при несущественном возрастании плотности $\rho_{\text{вл.в}}$ (с 1,14 до 1,24 кг/м³) и практически неизменных значениях кажущейся молекулярной массы $\rho_{\text{вл.возд}}$, доли сухого воздуха $r_{\text{возд}}$ и газовой постоянной влажного воздуха R . Таким образом, при $t = 10^\circ\text{C}$ изменение давления оказывает основное влияние на плотность влажного воздуха, повышающуюся на 0,1 кг/м³. В соответствии с выражением (4) повышение/снижение атмосферного давления B при неизменном значении относительной влажности ϕ должно приводить к изменению влагосодержания d .

В связи с тем что значение давления насыщенных паров определяется температурой, которая в расчете оставалась неизменной, не изменяется и равное парциальному давлению пара произведение $p_{\text{п}} = \phi p_s$. Но и при более высоких значениях температуры окружающей сре-

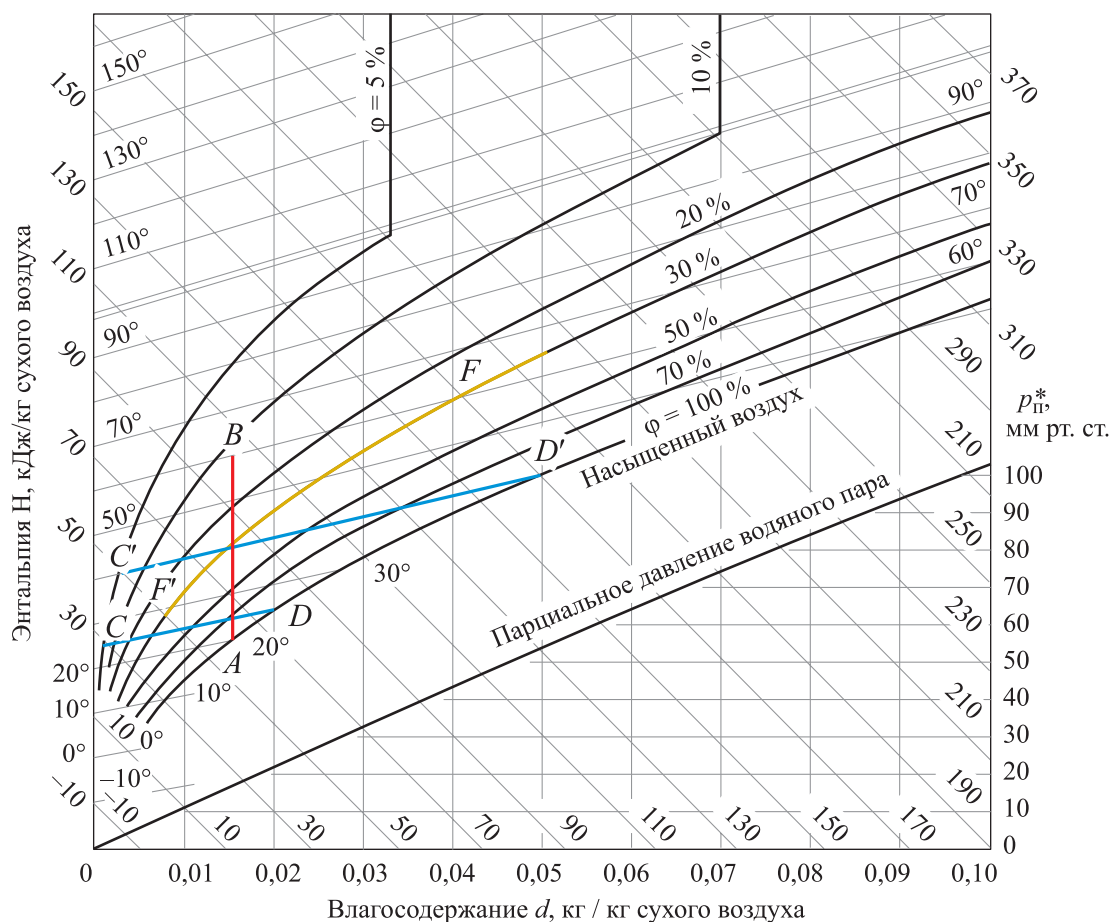


Рис. 4. *Hd*-диаграмма для влажного воздуха:

AB — нагрев влажного воздуха; *CD* и *C'D'* — увлажнение воздуха при неизменной температуре;
EF — линия постоянной относительной влажности воздуха

ды (до 50 °C) влияние атмосферного давления на основные характеристики влажного воздуха оказывается столь же несущественным. Так, влияющая на стехиометрическое соотношение доля кислорода возрастает менее чем на 0,01 %. Это позволяет сделать вывод о пренебрежимо малом влиянии изменяющейся высоты на характеристики влажного воздуха.

Как следует из данных рис. 4, нагрев и охлаждение влажного воздуха сопровождается изменением относительной влажности воздуха ϕ ввиду зависимости от температуры предельного значения абсолютной влажности ($\rho_{\max}$ в знаменателе выражения $\phi = \rho/\rho_{\max}$) при текущем значении температуры. Таким образом, при неизменном значении влагосодержания d варьирование величиной ϕ не может влиять на долю кислорода в поступающем в цилиндры воздухе. В то же время увеличение относительной влажности воздуха ϕ при постоянной температуре

(линия *CD* на рис. 4) влияет на влагосодержание (а следовательно, и на долю несвязанного кислорода в воздухе) тем существеннее, чем выше температура воздуха. Увеличение влагосодержания d сопровождается снижением доли сухого воздуха во влажном воздухе и соответствующим уменьшением доли кислорода r_{O_2} , а также уменьшением кажущейся молекулярной массы воздуха, приводящим к возрастанию газовой постоянной и снижению p .

На рис. 4 показано сравнение результатов повышения относительной влажности воздуха при температуре 25 °C (линия *CD*) и 40 °C (линия *C'D'*). Как следует из этого рисунка, по мере повышения температуры соответствующая влажному воздуху область *Hd*-диаграммы расширяется, давление пара в его смеси с воздухом повышается и значение d , отвечающее предельному насыщению воздуха паром ($\phi = 100\%$), продолжает расти (в рассматриваемом примере

соответствующая температуре $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ точка D' лежит правее точки D и предельное влагосодержание в 2,5 раза превосходит таковое при температуре $t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Увеличение относительной влажности с 5 до 100 % при постоянной температуре $t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (линия CD на рис. 4) сопровождается ростом влагосодержания d (почти в 21 раз). Но, с учетом ограниченного количества пара в насыщенном влажном воздухе при температуре $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (точка D), это приводит лишь к незначительному снижению кажущейся молекулярной массы воздуха и его плотности, что вызывает незначительное возрастание газовой постоянной R (приблизительно на 1 % — с 287,2 до 290,5 Дж/(кг · К)). Тот факт, что вследствие насыщения воздуха паром его кажущаяся молекулярная масса снижается, объясняется меньшим значением молекулярной массы пара μ_p по сравнению с μ_v сухого воздуха. В рассматриваемом случае насыщение воздуха паром приводит к пусть и небольшому, но снижению доли несвязанного кислорода (с 20,9 до 20,2 %) в образующейся топливовоздушной смеси.

Влияние относительной влажности воздуха ϕ на характеристики воздуха усиливается в случае увеличения температуры. При $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ диапазоны изменения рассматриваемых единиц становятся более широкими по сравнению с диапазонами при $t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$: доля кислорода r_{O_2} изменяется в пределах [0,208...0,192], а газовая постоянная R возрастает с 287,4 до 295,26 Дж/(кг · К). Отсюда следует вывод о существенном влиянии определяющей давление насыщенных паров температуры воздуха на значения молекулярной массы, плотности, газовой постоянной и на долю содержащегося во влажном воздухе несвязанного кислорода.

Результаты влияния температуры на величины, представляющие интерес при тепловом расчете рабочего цикла двигателя, приведены в табл. 1. При неизменном давлении и относи-

тельной влажности повышение температуры воздуха от нуля до экстремального значения $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ сопровождается ростом влагосодержания d примерно в 38 раз, что является следствием увеличения парциального давления пара при повышении давления p_s . Результатом роста доли пара и уменьшения доли сухого воздуха во влажном воздухе стало снижение кажущейся молекулярной массы с 28,9 до 27,3 кг/кмоль, а также падение доли кислорода в составе влажного воздуха с 20,8 до 17,8 % при одновременном увеличении газовой постоянной с 287,5 до 304,2 Дж/(кг · К). Плотность влажного воздуха при этом понизилась с 1,27 до 0,987 кг/м³. Характер изменения, а также значения газовой постоянной и доли несвязанного кислорода во влажном воздухе в зависимости от его температуры при относительной влажности $\phi = 75\text{ %}$ и атмосферном давлении $B = 750\text{ мм рт. ст.}$ показаны на рис. 5 и 6.

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что при увеличении температуры в указанном диапазоне влагосодержание воздуха d возрастает более чем в 35 раз, а плотность воздуха снижается более чем на 20 %. Это указывает на необходимость учесть влияние температуры на характеристики влажного воздуха при тепловом расчете рабочего цикла поршневого ДВС. Снижение доли сухого воздуха во влажном приводит к ухудшению наполнения и к снижению доли r_{O_2} кислорода в нем. Уменьшение кажущейся молекулярной массы смеси сопровождается снижением массового наполнения. Приведенные на рис. 5 и 6 зависимости $\rho_{\text{вл.возд}}$, l_0 и ρ от температуры при неизменном значении относительной влажности и атмосферного давления показывают, что при определении стехиометрического соотношения l_0 снижение доли кислорода в воздухе (примерно на 15 %) с традиционно принимаемого значения $r_{O_2} = 0,21$ до 0,18 не может не влиять на результаты расчета. Указанное влияние этих параметров на коэффициент

Таблица 1. Влияние температуры воздуха на его состав и характеристики при $\phi = 75\text{ %}$ и $B = 750\text{ мм рт. ст.}$

$t, ^{\circ}\text{C}$	$d, \text{ кг / кг}$	$\rho_{\text{вл.в}}, \text{ кг/м}^3$	$\rho_{\text{вл.возд}}, \text{ кг/м}^3$	$r_{\text{возд}}$	r_{O_2}	$R, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$
0	0,0029	1,274	28,91	0,9954	0,2080	287,60
20	0,0111	1,181	28,77	0,9824	0,2053	288,92
40	0,0365	1,090	28,35	0,9446	0,1974	293,15
60	0,1094	0,987	27,32	0,8504	0,1777	304,24

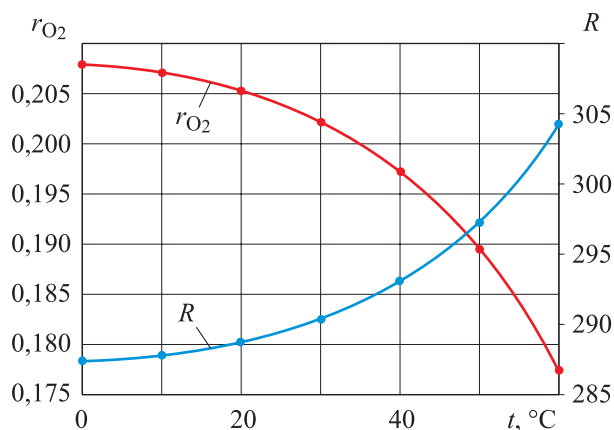


Рис. 5. Характер изменения доли кислорода во влажном воздухе r_{O_2} и его газовой постоянной R в зависимости от температуры при $\varphi = 75\%$ и $B = 750$ мм рт. ст. (метки на графиках соответствуют расчетным значениям)

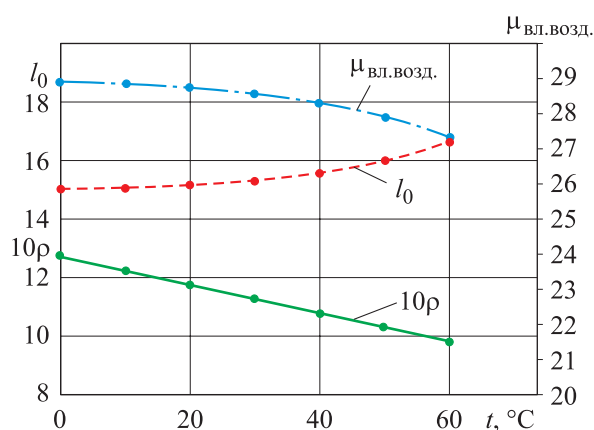


Рис. 6. Влияние изменения температуры влажного воздуха на величины ρ , $\mu_{\text{вл.возд}}$ и стехиометрическое соотношение l_0 при стехиометрическом составе бензо-воздушной смеси (метки на графиках соответствуют расчетным значениям)

избытка воздуха α легко проследить по равенству

$$\alpha = \frac{G_B}{l_0 G_T} = \frac{\mu_B N_B}{l_0 \mu_T N_T},$$

где N_B, N_T — количества воздуха и топлива. Отсюда

$$G_T = \frac{G_B}{\alpha l_0} \text{ или } N_T = \frac{G_T}{\mu_T} = \frac{G_B}{\alpha \mu_T l_0}.$$

После подстановки полученного значения в выражение для определения объемной доли компонента горючей смеси $\sigma_i'' = \frac{N_i}{N_{\text{смеси}}}$ имеем

$$\begin{aligned} \sigma_B'' = \frac{N_B}{N_{\text{смеси}}} &= \frac{\frac{G_B}{\mu_B}}{\frac{G_B}{\mu_B} + \frac{G_B}{\alpha \mu_T l_0}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\alpha \mu_T l_0}} = \\ &= \frac{\alpha \mu_T l_0}{\alpha \mu_T l_0 + 1} = A, \end{aligned}$$

где $L_0 = l_0 / \mu_B$. Таким образом, на основе иных по сравнению с использованными в работах [33, 37, 45] соотношений, показано, что коэффициент вытеснения A численно равен объемной доле воздуха в горючей смеси. Долю в ней топлива находят как

$$\sigma_T'' = \frac{N_T}{N_{\text{смеси}}} = \frac{\frac{G_B}{\alpha \mu_T l_0}}{\frac{G_B}{\mu_B} + \frac{G_B}{\alpha \mu_T l_0}} = \frac{1}{\alpha \mu_T l_0 + 1}.$$

В этом случае сумма долей этих компонентов равна единице: $\sigma_T'' + \sigma_B'' = 1$.

В отличие от состава топлива, эффект «вытеснения» сухого воздуха водяным паром проявляется не только при внешнем, но и при внутреннем смесеобразовании. В 1 кг сухого воздуха содержится $N_B = 1 / \mu_B = 1 / 28,9 = 0,0346$ его (кажущихся) киломолей, и в этом случае количество топлива, смешиваемого с одним килограммом воздуха при $\alpha = 1$, в киломолях составит

$$N_T = \frac{N_B}{\alpha L_0 \mu_T}.$$

Например, количество бензина

$$N_6 = \frac{N_B}{\alpha L_0 \mu_T} = \frac{0,0346}{1 \cdot 0,516 \cdot 115} = 0,000583 \text{ кмоль.}$$

Для метана и метанола получаем соответственно

$$N_M = \frac{0,034602}{1 \cdot 0,599 \cdot 16} = 0,00361 \text{ кмоль;}$$

$$N_{\text{М-Л}} = 0,004784 \text{ кмоль.}$$

Аналогичным образом, подстановкой соответствующего значения кажущейся молекулярной массы μ_B определяются и количества компонентов горючей смеси при учете степени влажности воздуха. Количество топливовоздушной горючей смеси равно сумме количеств воздуха и топлива, т. е. для бензина:

$$N_{6.B} = N_B + N_6 = 0,0346 + 0,00058 = 0,03518 \text{ кмоль.}$$

Аналогично для метана $N_{в.м} = 0,0382$ кмоль и для смеси воздуха с метанолом $N_{в.м-л} = 0,03939$ кмоль. Но молярная и равная ей объемная доля бензина в бензовоздушной смеси представляет собой отношение количества воздуха к количеству его смеси с бензином:

$$\sigma_6'' = \frac{N_6}{N_{бв}} = \frac{0,00058}{0,03518} = 0,0165.$$

Тогда доля воздуха в бензовоздушной смеси составляет

$$\sigma_в'' = 1 - \sigma_6'' = 1 - 0,0165 = 0,9835$$

(или $\sigma_в'' = 0,0346 / 0,03518 = 0,9835$).

Для смеси метана с воздухом

$$\sigma_м'' = \frac{0,0036}{0,0346 + 0,0036} = 0,0945 \text{ и } \sigma_в'' = 0,9055,$$

а при применении метанола

$$\sigma_{м-л}'' = 0,1215 \text{ и } \sigma_в'' = 1 - 0,1215 = 0,8785.$$

Значения объемных долей топлива и воздуха для ряда топлив при стехиометрическом составе горючей смеси приведены в табл. 2.

Как показано выше, насыщение воздуха водяными парами приводит к изменению его характеристик. Их значения, определенные при $t = 35^\circ\text{C}$, $\phi = 95\%$ и $B = 750$ мм рт. ст., приведены ниже. Именно они будут использоваться в дальнейшем при сопоставлении значений среднего индикаторного давления при поступлении в цилиндры сухого и влажного воздуха.

Как следует из этих данных, при увлажнении воздуха его кажущаяся молекулярная

масса изменяется и становится равной $\mu_{вл.возд} = 28,37$ кг/кмоль. В результате в 1 кг влажного воздуха содержится $N_в = 1 / 28,37 = 0,03525$ кмоль. Таким образом, для полного сгорания вводимого в цилиндр топлива потребуется большее количество влажного воздуха по сравнению с соответствующим количеством сухого воздуха. Из приведенных данных следует, что значение доли несвязанного кислорода снизилось с $r_{O_2} = 0,210$ для сухого воздуха до $r_{O_2} = 0,198$, т. е. на 12 %.

В соответствии с выражением

$$L_0 = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32}}{r_{O_2}},$$

это обстоятельство должно приводить к росту стехиометрического соотношения (стоящие в числителе латинские буквы соответствуют массовым долям соответствующих химических элементов в составе топлива).

К аналогичным выводам с такими же значениями стехиометрических соотношений можно прийти и в случае использования для их определения значений массовых долей кислорода $g_{O_2}^{см}$ во влажном воздухе

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}C + 8H - O_T}{g_{O_2}^{см}}.$$

Следовательно, чем выше относительная влажность ϕ и влагосодержание d , тем больше влажного воздуха требуется для обеспечения необходимого значения коэффициента избытка

Таблица 2. Состав горючей топливовоздушной стехиометрической смеси

Топливо	l_0	L_0	G_T , кг	N_T , кмоль	ΣN , кмоль	σ_T''	$\sigma_в''$
Бензин	14,90	0,517	0,0671	0,0006	0,0352	0,017	0,983
Этанол	9,00	0,313	0,1111	0,0024	0,0370	0,065	0,935
Метан	17,24	0,599	0,0580	0,0036	0,0382	0,095	0,905
Метанол	6,50	0,226	0,1538	0,0048	0,0394	0,122	0,878
Водород	34,78	1,208	0,0287	0,0143	0,0489	0,293	0,707

Характеристики влажного воздуха при $t = 35^\circ\text{C}$, $\phi = 95\%$ и $B = 750$ мм рт. ст.

p , МПа	$\rho_{вл.в}$, кг/м ³	d , кг пара / кг воздуха	R , Дж/(кг · К)	c_p , Дж/(кг · К)	$g_{возд}$	g_{O_2}	$\rho_{вл.возд}$, кг/м ³	$r_{возд}$	r_{O_2}
0,00562	1,1080	0,0350	292,92	1,0684	0,9661	0,2222	28,374	0,9466	0,1978

воздуха α . Но поскольку размеры цилиндра остаются неизменными, в него поступает меньше кислорода и, в соответствии с формулой Стечкина,

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \rho_v,$$

где H_u — низшая рабочая теплота сгорания топлива; η_i — индикаторный коэффициент полезного действия; ρ_v — плотность воздуха на входе в цилиндры двигателя.

При одинаковом значении коэффициента наполнения η_v среднее индикаторное давление цикла и мощность двигателя должны снижаться при возрастании стехиометрического соотношения и одновременном снижении плотности заряда, которая уменьшается в результате роста температуры и газовой постоянной R . К этому же выводу можно прийти, используя выражение, связывающее значение среднего индикаторного давления p_i с долей воздуха σ_v в рабочей смеси [33, 37, 39]:

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \sigma_v \rho_v^a. \quad (5)$$

В отличие от традиционно используемой формулы Стечкина, выражение (5) в явном виде показывает зависимость среднего индикаторного давления от степени сжатия ε и доли воздуха σ_v в рабочей смеси. Обозначение ρ_v^a соответствует плотности сухого воздуха при параметрах точки a индикаторной диаграммы (точка, соответствующая началу сжатия рабочей смеси). Ее значение определяют из уравнения состояния как

$$\rho_v^a = \frac{\mu_v p_a}{8314 T_a}.$$

В связи с зависимостью наполнения от химического состава топлива и степени рециркуляции ОГ [37, 44, 46] все последующие выкладки для среднего индикаторного давления определяли для четырех различных топлив для приведенных ниже исходных данных при наличии рециркуляции ($R'_c = 1$), а также при ее отсутствии ($R'_c = 0$). В последнем случае обращает на себя

внимание значение $l_0 = 15,42$ кг возд. / кг. топл. для бензина в отсутствие рециркуляции ОГ, отличающееся от «стандартной» величины $l_0 = 14,9$ кг возд./кг. топл. Причина — сгорание топлива не в чистом воздухе, а в его смеси с остаточными газами, доля которых σ_r в рабочей смеси составляла в рассматриваемом случае 4,55 %.

Для проверки точности вычислений среднее индикаторное давление вычислялось как по формуле Стечкина (p'_i) с использованием коэффициента наполнения, так и (p_i) посредством доли воздуха в рабочей смеси — по зависимости (5). Представление о числовых значениях расчетных величин для варианта расчета с использованием степени рециркуляции $R'_c = 0$ дает табл. 3. В ней результаты расчета на базе доли воздуха σ_v в рабочей смеси выделены серой заливкой.

Как следует из табл. 3, при неизменном значении коэффициента избытка воздуха α увеличение влажности воздуха приводит к возрастанию коэффициента наполнения η_v и доли воздуха σ_v в рабочей смеси. Причиной является увеличение коэффициента вытеснения в результате возрастания стехиометрического соотношения — следствие необходимости подачи в цилиндр больших количеств влажного воздуха для обеспечения сгорания меньшего количества топлива при постоянном значении α .

Характер влияния влажности остается неизменным вне зависимости от наличия или отсутствия рециркуляции. Увеличение влагосодержания приводит к снижению доли сухого воздуха во влажном воздухе, а потому для обеспечения сгорания подаваемого топлива при $\alpha = idem$ требуется большее количество влажного воздуха. Это также следует из выражения (2), показывающего, что отношение парциальных объемов влажного воздуха и топлива зависит от безразмерного комплекса $\mu_r \alpha L_0$. В результате как при наличии, так и при отсутствии рециркуляции при увлажнении доля воздуха возрастает, а доля топлива в рабочей смеси снижается.

Суммарная доля остаточных и рециркуляционных газов, обозначенная в табл. 3 как σ_r^Σ , определяется зависимостью [37, 44]

Исходные данные для определения среднего индикаторного давления

ε	p_a , МПа	T_a , К	p_r , МПа	T_r , К	A	T_k , К	p_k , МПа
10	0,089	345	0,115	980	1	308	0,1

Таблица 3. Влияние влажности воздуха на коэффициент наполнения, состав рабочей смеси и среднее индикаторное давление при $R'_c = 0,1$

Топливо	l'_0	η_v	σ_b	σ_t	σ_r^Σ	$\Sigma\sigma_i$	p_i , МПа	p'_i , МПа
<i>Сухой воздух</i>								
Бензин	17,45	0,746	0,845	0,014	0,141	1,000	0,1061	0,1061
Метан	20,43	0,687	0,778	0,081	0,141	1,000	0,0948	0,0948
Метанол	7,74	0,666	0,755	0,104	0,141	1,000	0,0969	0,0969
Водород	42,85	0,536	0,608	0,252	0,141	1,000	0,0918	0,0918
<i>Влажный воздух</i>								
Бензин	18,18	0,746	0,846	0,014	0,141	1,000	0,0943	0,0943
Метан	21,28	0,690	0,782	0,077	0,141	1,000	0,0847	0,0847
Метанол	8,06	0,671	0,760	0,099	0,141	1,000	0,0867	0,0867
Водород	44,52	0,545	0,617	0,242	0,141	1,000	0,0882	0,0882

$$\sigma_r^\Sigma = \frac{\varphi_s [p_r T_a (1 - R'_c)] + R'_c \varepsilon p_a T_r}{\varepsilon p_a T_r}.$$

Различия в значениях коэффициента наполнения и доли воздуха для сухого и влажного воздуха объясняются изменением наполнения, определяемого значением коэффициента вытеснения A (рис. 7) в результате его зависимости от стехиометрического соотношения (рис. 8) как функции доли кислорода в воздухе.

Наличие рециркуляции ОГ увеличивает суммарную долю нейтральных продуктов сгорания в составе рабочей смеси, вследствие чего доля воздуха в ней существенно снижается (рис. 9). Последнее обстоятельство, равно как

и возрастание стехиометрического соотношения [37], приводят к снижению среднего индикаторного давления p_i (рис. 10). В случае одинаковых значений наполнения ($\sigma_b = idem$) и коэффициента избытка воздуха α насыщение воздуха паром сопровождается уменьшением плотности и возрастанием стехиометрического соотношения, вследствие чего как при наличии, так и при отсутствии рециркуляции ОГ среднее индикаторное давление должно снижаться.

Результаты расчетов показывают, что при повышении влажности воздуха среднее индикаторное давление p_i снижается в тем большей степени, чем больше доля воздуха в рабочей смеси. Так, для бензинового двигателя в рассматри-

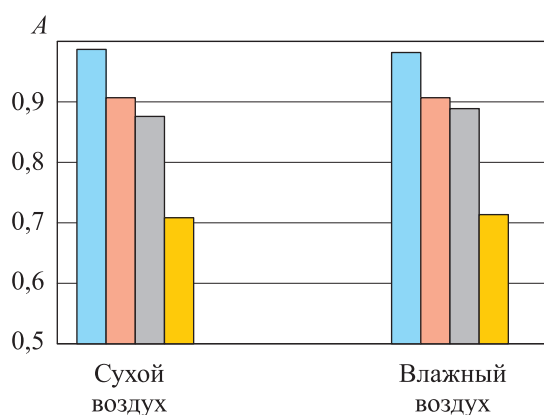


Рис. 7. Влияние влажности на коэффициент вытеснения:

■ — бензин; ■ — метан; ■ — метанол; ■ — водород

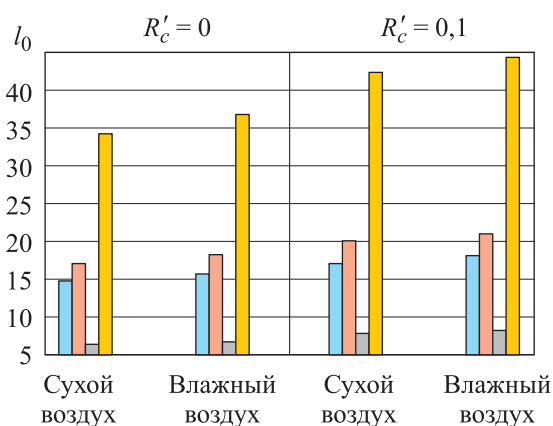


Рис. 8. Влияние вида топлива, влажности воздуха и рециркуляции ОГ на стехиометрическое соотношение:

■ — бензин; ■ — метан; ■ — метанол; ■ — водород

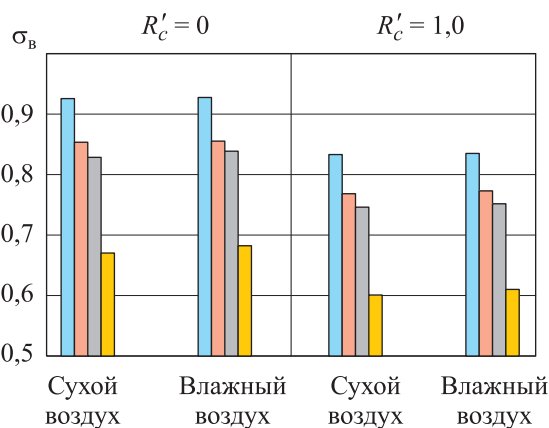


Рис. 9. Влияние вида топлива, влажности воздуха и рециркуляции на долю воздуха в рабочей смеси:

— бензин; — метан; — метанол; — водород

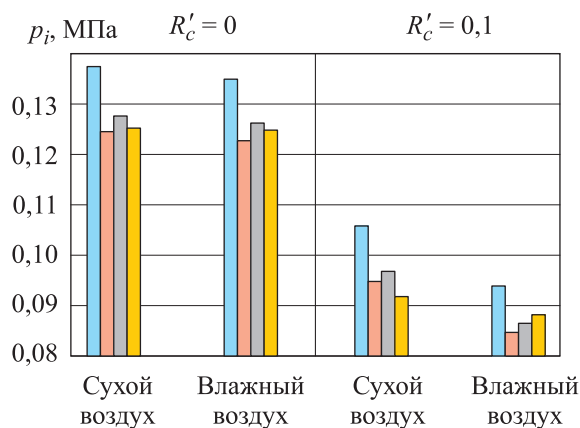


Рис. 10. Влияние типа топлива, влажности воздуха и степени рециркуляции ОГ на среднее индикаторное давление:

— бензин; — метан; — метанол; — водород

ваемом случае изменение p_i составляло 11 %, а для водородного двигателя — около 4 %. Применение рециркуляции ОГ приводит к снижению доли влажного воздуха и, следовательно, — доли пара в рабочей смеси. Это обстоятельство также уменьшает степень влияния влажности на величину p_i . Несмотря на меньшие значения коэффициента наполнения η_v (и, соответственно, доли воздуха σ_v в рабочей смеси), а также nižей теплоты сгорания H_u , расчетное значение среднего индикаторного давления при использовании метанола оказывается несколько бóльшим, чем при расчетах с метаном (см. рис. 10). Это объясняется тем, что отношение H_u/l_0 для содержащего в своей молекуле кислород метанола (3,07) превосходит это отношение для метана (2,9).

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие обобщения и выводы.

1. Проведенный анализ влияния влажности воздуха, состава топлива и рециркуляции отработавших газов на показатели поршневых двигателей с внешним смесеобразованием подтвердил существенное влияние указанных параметров на индикаторные показатели двигателя. Результаты расчета показали, что влажность воздуха сильнее влияет на среднее индикаторное давление в бензиновых двигателях, чем в двигателях, работающих на водороде или метаноле. Рециркуляция ОГ неизбежно сопровождается снижением парциального объема и доли

воздуха в составе рабочей смеси, что также приводит к нивелированию влияния влажности на показатели двигателя.

2. В двигателях с внешним смесеобразованием наполнение зависит от химического состава топлива и является функцией коэффициента вытеснения A , определяемого, в свою очередь, произведением $\mu_t \alpha L_0$. Соотношение парциальных объемов воздуха и топлива, количеств их киломолей, парциальных объемов и объемных долей в свежем заряде, в рабочей смеси определяется значением этого безразмерного комплекса.

3. Характеристики поступающего в цилиндры двигателя влажного воздуха определяются не относительной влажностью ϕ , а влагосодержанием d , увеличение которого сопровождается изменением теплотехнических характеристик воздуха. При температурах ниже 25 °С влажность пренебрежимо мало влияет на теплотехнические характеристики воздуха. Превалирующее влияние на кажущуюся молекулярную массу влажного воздуха и его плотность, а также на доли содержания в нем кислорода, оказывает температура воздуха.

4. Увеличение влажности и применение рециркуляции способствуют уменьшению доли кислорода в свежем заряде и возрастанию стехиометрического соотношения, в результате чего снижается среднее индикаторное давление. Характер влияния влажности воздуха на основные параметры двигателя не зависит от типа используемого топлива и наличия/отсутствия

рециркуляции. Повышение влажности оказывает наибольшее влияние на среднее индикаторное давление p_i при применении топлив,

характеризуемых более высокими значениями безразмерного комплекса (характеристики смеси χ) $\mu_1 \alpha L_0$ и коэффициента вытеснения A .

Литература

- [1] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R. et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 2020, vol. 21, no. 1, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d'IFP Energies nouvelles*, 2020, vol. 75, art. no. 56. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Pulkcrabek W.W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, New Jersey, Pearson, Prentice Hall, 2004, 478 p.
- [4] Гроэ Х., Русс Г. *Бензиновые и дизельные двигатели*. Москва, За рулем, 2013, 272 с.
- [5] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Folkson R., Sapsford S. eds. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [7] Stančin H., Mikulčić H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [8] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77. EDN: XUXXTK
- [9] 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.
- [10] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46. EDN: LEMVYU
- [11] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [12] Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [13] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Карташов А.Б., Буданов Р.Е. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 50–73.
- [14] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н., Юрлов А.С. Экспериментальные данные эффективных показателей дизеля, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 61–71.
- [15] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Заболотских Г.Э., Плотникова Ю.А. Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 83–91.
- [16] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей: методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу*. Москва, Форум, 2019, 458 с.
- [17] Матюхин Л.М., Тер-Мкртчян Г.Г. *Современные энергетические технологии*. Москва, КноРус, 2026, 396 с.
- [18] Матюхин Л.М. *Теплотехника и теплотехнические устройства автомобиля*. Москва, КноРус, 2022, 359 с.
- [19] Матюхин Л.М. Термодинамические основы уточненного расчета рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания. *Труды НАМИ*, 2023, № 1, с. 19–29. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-1-19-29>
- [20] Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов*. Москва, Высшая школа, 2005, 479 с.

- [21] Ерохов В.И. *Газобаллонные автомобили: конструкция, расчет, диагностика*. Москва, Горячая линия — Телеком, 2012, 598 с.
- [22] Фучкин С. Опыт и перспективы перевода на газомоторное топливо карбюраторных и дизельных двигателей большегрузных и легковых автомобилей. *Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2003, № 4, с. 28–33.
- [23] Ter-Mkrtichyan G.G., Saykin A.M., Karpukhin K.E., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtichyan Yu.G. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio. *Pollution Research*, 2017, vol. 36, no. 3, pp. 678–683.
- [24] Капустин В.М. *Нефтяные и альтернативные топлива с присадками и добавками*. Москва, КолосС, 2008, 332 с.
- [25] Карпов С.А., Капустин В.М., Старков А.К. *Автомобильные топлива с биоэтанолом*. Москва, КолосС, 2007, 216 с.
- [26] Карпов С.А., Брыкин М.А., Царев А.В., Сайдахмедов А.И., Капустин В.М. О механизме действия оксигенатов на процесс сгорания автомобильных топлив. *Нефтепереработка и нефтехимия*, 2011, № 11, с. 36–42.
- [27] Ahmed I. Oxygenated fuel: Emissions and performance characteristics of ethanol-diesel blends in CI engines. *SAE Technical Paper Series*, 2001, art. no. 2001-01-2475. <https://doi.org/10.4271/2001-01-2475>
- [28] Карнаухов В.Н., Карнаухова И.В. Топливная экономичность двигателей внутреннего сгорания. *Вестник Иркутского государственного технического университета*, 2014, № 6, с. 142–147.
- [29] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [30] Корнилов Г.С., Голосов А.С., Зуев Н.С., Федоров В.А. Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2025, № 3, с. 3–13.
- [31] Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Кулешов А.А., Неверов В.А. Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 2, с. 42–55.
- [32] Гусаков С.В., Вальехо Мальдонадо П.Р., Довольнов А.М. Влияние низко- и высокотемпературной рециркуляции отработавших газов на рабочий процесс двигателя внутреннего сгорания. *Вестник Российского университета дружбы народов. Инженерные исследования*, 2008, № 2, с. 80–84.
- [33] Матюхин Л.М. *Теория поршневых ДВС — прикладная термодинамика*. Москва, КноРус, 2021, 282 с.
- [34] Матюхин Л.М. Оценка результатов газообмена 4- и 2-тактных ПДВС на основе анализа соотношений парциальных объемов отдельных компонентов в рабочей смеси. *Вестник МАДИ*, 2006, № 6, с. 36–41.
- [35] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Под ред. Б.А. Шароглазова. Челябинск, Южно-Уральский государственный университет, 2006, 382 с.
- [36] Матюхин Л.М. Универсальная формула коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. *Вестник МАДИ*, 2010, № 3, с. 39–43.
- [37] Матюхин Л.М. Анализ результатов газообмена и термодинамические основы теплового расчета ПДВС на базе состава рабочей смеси. Москва, КноРус, 2024, 284 с.
- [38] Матюхин Л.М. «Критическое» значение коэффициента наполнения. *Автомобильная промышленность*, 2022, № 3, с. 16–22.
- [39] Матюхин Л.М. Термодинамические основы альтернативной оценки наполнения и анализа циклов поршневых ДВС. *Грузовик*, 2018, № 4, с. 24–33.
- [40] Матюхин Л.М. Понятие коэффициента вытеснения и оптимальное наполнение. *Автомобиль, дорога, инфраструктура*, 2017, № 1, с. 1–22.
- [41] Ковылов Ю.Л., Угланов Д.А. Влияние различных факторов на коэффициент наполнения поршневого двигателя. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва*, 2007, № 2, с. 114–117.
- [42] Шароглазов Б.А., Поваляев В.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования. *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Машиностроение*, 2008, № 23, с. 20–25.
- [43] Матюхин Л.М. Влияние состава топлива и способа смесеобразования на показатели двигателя. *Труды НАМИ*, 2024, № 4, с. 36–44. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2024-4-36-44>

- [44] Матюхин Л.М. Влияние химического состава топлива на показатели поршневых ДВС. *Автомобильная промышленность*, 2024, № 1, с. 15–21.
- [45] Shatrov M.G., Matyukhin L.M., Sinyavsky V.V., Dunin A.Yu. An alternative approach to the assessment of internal combustion engine filling and its technical and economic parameters. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*, 2020, vol. 8, no. 6, pp. 2805–2811. <https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/94862020>
- [46] Матюхин Л.М. Особенности использования коэффициентов наполнения «по воздуху» и «по смеси» для оценки результатов газообмена в газовых двигателях. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2014, № 4, с. 38–46.

References

- [1] Reitz R.D., Ogawa H., Payri R. et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 2020, vol. 21, no. 1, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d'IFP Energies nouvelles*, 2020, vol. 75, art. no. 56. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Pulkrabek W.W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, New Jersey, Pearson, Prentice Hall, 2004, 478 p.
- [4] Groe H., Russ G. *Benzinovyie i dizel'nyie dvigateli* [Gasoline and diesel engines]. Moscow, Za Rulem Publ., 2013, 272 p. (In Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low-carbon motor fuels under various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Folkson R., Sapsford S. eds. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [7] Stančin H., Mikulčić H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [8] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 1. Gas engine fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.). EDN: XUXXTK
- [9] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 2. Hydrogen fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 5, pp. 53–62. (In Russ.).
- [10] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 3. Biofuels. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.). EDN: LEMVYU
- [11] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnyie topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, NITs Inzhener, Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [12] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Bowen, Normurodov A.A. Investigation of the operation of a diesel engine on blended and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [13] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Kartashov A.B., Budanov R.E. Computational study of the parameters of a piston engine converted to operate on propane-butane mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 50–73. (In Russ.).
- [14] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N., Yurlov A.S. Efficiency performance indicators of a diesel engine running on methanol and rapeseed oil methyl ester. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 61–71. (In Russ.).
- [15] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Zabolotskikh G.E., Plotnikova Yu.A. Diesel engine efficiency performance indicators under speed characteristic modes when operating on biomineral fuel mixtures. *Engines Construction*, 2024, no. 3, pp. 83–91. (In Russ.).
- [16] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of modern automobiles: Methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere]. Moscow, Forum Publ., 2019, 458 p. (In Russ.).
- [17] Matyukhin L.M., Ter-Mkrtichyan G.G. *Sovremennyye energeticheskiye tekhnologii* [Modern energy technologies]. Moscow, KnoRus Publ., 2026, 396 p. (In Russ.).
- [18] Matyukhin L.M. *Teplotekhnika i teplotekhnicheskiye ustroystva avtomobilya* [Thermal engineering and automotive thermal devices]. Moscow, KnoRus Publ., 2022, 359 p. (In Russ.).

- [19] Matyukhin L.M. Thermodynamic foundations of refined calculation of the operating cycle of a reciprocating internal combustion engine. *NAMI Proceedings*, 2023, no. 1, pp. 19–29. (In Russ.).
<https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-1-19-29>
- [20] Lukanin V.N., Morozov K.A., Khachiyan A.S. et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya rabochikh protsessov* [Internal combustion engines. Theory of working processes]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 2005, 479 p. (In Russ.).
- [21] Erokhov V.I. *Gazoballonnyye avtomobili: konstruktsiya, raschet, diagnostika* [Gas-cylinder vehicles: Design, calculation, and diagnostics]. Moscow, Goryachaya Liniya–Telekom Publ., 2012, 598 p. (In Russ.).
- [22] Fuchkin S. Experience and prospects of converting carburetor and diesel engines of heavy-duty and passenger vehicles to gas fuel. *Avto gazozapravochnyy kompleks + Al'ternativnoye toplivo*, 2003, no. 4, pp. 28–33. (In Russ.).
- [23] Ter-Mkrtychyan G.G., Saykin A.M., Karpukhin K.E., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtychyan Yu.G. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio. *Pollution Research*, 2017, vol. 36, no. 3, pp. 678–683.
- [24] Kapustin V.M. *Neftyanyye i al'ternativnyye topliva s prisadkami i dobavkami* [Petroleum and alternative fuels with additives]. Moscow, KolosS Publ., 2008, 332 p. (In Russ.).
- [25] Karpov S.A., Kapustin V.M., Starkov A.K. *Avtomobil'nyye topliva s bioetanolom* [Automotive fuels with bioethanol]. Moscow, KolosS Publ., 2007, 216 p. (In Russ.).
- [26] Karpov S.A., Brykin M.A., Tsarev A.V., Saydakhmedov A.I., Kapustin V.M. *O mekhanizme deystviya oksigenatov na protsess sgoraniya avtomobil'nykh topliv* [On the mechanism of the effect of oxygenates on the combustion of automotive fuels]. *Neftepererabotka i neftekhimiya*, 2011, no. 11, pp. 36–42. (In Russ.).
- [27] Ahmed I. Oxygenated fuel: Emissions and performance characteristics of ethanol-diesel blends in CI engines. *SAE Technical Paper Series*, 2001, art. no. 2001-01-2475. <https://doi.org/10.4271/2001-01-2475>
- [28] Karnaukhov V.N., Karnaukhova I.V. Fuel efficiency of internal combustion engines. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, no. 6, pp. 142–147. (In Russ.).
- [29] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies for industrial hydrogen production and its use in transport power plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).
- [30] Kornilov G.S., Golosov A.S., Zuyev N.S., Fedorov V.A. Review and analysis of test equipment based on a single-cylinder unit for refining the working process of internal combustion engines. *Engines Construction*, 2025, no. 3, pp. 3–13. (In Russ.).
- [31] Blinov A.S., Gumerov I.F., Kuleshov A.A., Neverov V.A. Computational study of diesel engine parameters when equipped with an exhaust gas recirculation system. *Engines Construction*, 2024, no. 2, pp. 42–55. (In Russ.).
- [32] Gusakov S.V., Vallejo Maldonado P.R., Dovol'nov A.M. Influence of low- and high-temperature exhaust gas recirculation on the working process of an internal combustion engine. *RUDN Journal of Engineering Research*, 2008, no. 2, pp. 80–84. (In Russ.).
- [33] Matyukhin L.M. *Teoriya porshnevnykh DVS — prikladnaya termodinamika* [Theory of piston internal combustion engines — applied thermodynamics]. Moscow, KnoRus Publ., 2021, 282 p. (In Russ.).
- [34] Matyukhin L.M. *Otsenka rezul'tatov gazoobmena 4- i 2-taktnykh PDVS na osnove analiza sootnosheniy partial'nykh ob'yemov ot del'nykh komponentov v rabochey smesi* [Evaluation of gas exchange results in four- and two-stroke piston internal combustion engines based on analysis of the partial-volume ratios of individual components in the working mixture]. *Vestnik MADI*, 2006, no. 6, pp. 36–41. (In Russ.).
- [35] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'yev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal combustion engines: Theory, modeling, and calculation of processes]. Chelyabinsk, South Ural State University Publ., 2006, 382 p. (In Russ.).
- [36] Matyukhin L.M. *Universal'naya formula koeffitsiyenta napolneniya chetyrekhtaktnogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Universal formula for the filling coefficient of a four-stroke internal combustion engine]. *Vestnik MADI*, 2010, no. 3, pp. 39–43. (In Russ.).
- [37] Matyukhin L.M. *Analiz rezul'tatov gazoobmena i termodinamicheskiye osnovy teplovogo rascheta PDVS na baze sostava rabochey smesi* [Analysis of gas exchange results and thermodynamic foundations of thermal calculation of piston internal combustion engines based on the working-mixture composition]. Moscow, KnoRus Publ., 2024, 284 p. (In Russ.).
- [38] Matyukhin L.M. “Critical” value of the filling coefficient. *Automotive Industry*, 2022, no. 3, pp. 16–22. (In Russ.).
- [39] Matyukhin L.M. Thermodynamic foundations of alternative assessment of filling and analysis of piston internal combustion engine cycles. *Truck*, 2018, no. 4, pp. 24–33. (In Russ.).

- [40] Matyukhin L.M. The concept of displacement coefficient and optimal filling. *Automobile, Road, Infrastructure*, 2017, no. 1, pp. 1–22. (In Russ.).
- [41] Kovylov Yu.L., Uglanov D.A. Influence of various factors on the filling coefficient of a piston engine. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva*, 2007, no. 2, pp. 114–117. (In Russ.).
- [42] Sharoglazov B.A., Povalyayev V.A. Calculated assessment of the cylinder filling quality with fresh charge at the piston-engine design stage. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering Industry*, 2008, no. 23, pp. 20–25. (In Russ.).
- [43] Matyukhin L.M. Influence of fuel composition and mixture formation method on engine performance. *NAMI Proceedings*, 2024, no. 4, pp. 36–44. (In Russ.). <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2024-4-36-44>
- [44] Matyukhin L.M. Influence of the chemical composition of fuel on the performance of piston internal combustion engines. *Automotive Industry*, 2024, no. 1, pp. 15–21. (In Russ.).
- [45] Shatrov M.G., Matyukhin L.M., Sinyavsky V.V., Dunin A.Yu. An alternative approach to the assessment of internal combustion engine filling and its technical and economic parameters. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*, 2020, vol. 8, no. 6, pp. 2805–2811. <https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/94862020>
- [46] Matyukhin L.M. Features of using the “air” and “mixture” filling coefficients to evaluate gas-exchange results in gas engines. *Alternative Fuel Transport*, 2014, no. 4, pp. 38–46. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторе

Матюхин Леонид Михайлович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), Москва, Российская Федерация. E-mail: panam1@mail.ru

Information about the author

Matyukhin Leonid Mikhailovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engineering and Automotive Tractor Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: panam1@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Матюхин Л.М. Анализ влияния влажности воздуха, состава топлива и рециркуляции отработавших газов на показатели поршневых двигателей с внешним смесеобразованием. *Двигателестроение*, 2026, № 3 (305), с. 33–50.

Citation:

Matyukhin L.M. Analysis of the effects of air humidity, fuel composition, and exhaust gas recirculation on the performance of piston engines with external mixture formation. *Engines Construction*, 2026, no. 3 (305), pp. 33–50. (In Russ.).

УДК 621.752.2:534.013

Экспериментальное исследование влияния блокировки листовых рессор на эффективность пружинного демпфера крутильных колебаний

М.Н. Покусаев, М.М. Горбачев, А.Д. Ибадуллаев

Астраханский государственный технический университет, Астрахань, Российская Федерация

Experimental study of the effect of leaf spring locking on the performance of a torsional vibration spring damper

M.N. Pokusaev, M.M. Gorbachev, A.D. Ibadullaev

Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation

Исследования в области надежности (безотказности) пружинных демпферов крутильных колебаний актуальны для отечественной науки и промышленности, поскольку в России отсутствует их собственное производство и на судовых дизельных двигателях отечественного флота применяются демпферы, изготовленные за рубежом. Цель настоящего исследования — экспериментально изучить и количественно оценить влияние последовательной блокировки пакетов листовых рессор пружинного демпфера на снижение касательных напряжений, возникающих в валу лабораторного стенда. Данное техническое состояние пружинного демпфера возможно при эксплуатации в реальных условиях вследствие перегрева листовых рессор из-за недостатка либо отсутствия проточного масла. Испытания проводили на лабораторном стенде, воспроизводящем судовую дизельную установку, при двух значениях частоты вынужденных колебаний: 20,8 Гц (околорезонансный режим) и 21,7 Гц (резонансный режим для лабораторного стенда с пружинным демпфером со всеми заблокированными листовыми рессорами). Изменение технического состояния пружинного демпфера моделировали последовательной блокировкой от 1 до 12 пакетов листовых рессор. Результаты показали, что блокировка рессор позволяет изменить крутильную жесткость демпфера и снизить его эффективность, что приводит к существенному росту касательных напряжений в наиболее напряженном участке валопровода лабораторного стенда. При околорезонансной частоте 20,8 Гц максимальные касательные напряжения (около 3,4 МПа) наблюдались при блокировке 5–7 пакетов листовых рессор. При резонансной частоте 21,7 Гц наиболее опасное состояние возникало при блокировке 11–12 пакетов листовых рессор, при этом касательные напряжения в валу достигали 5,2 МПа. Экспериментально подтверждено, что последовательная блокировка листовых рессор позволяет увеличить крутильную жесткость демпфера и вызывает смещение его собственной резонансной частоты. Установлены границы изменения резонансной частоты стенда при моделировании изменения технического состояния пружинного демпфера — от 21,3 Гц (для исправного демпфера с проточным маслом) до 21,7 Гц (для полностью заблокированного демпфера). Полученные результаты могут быть использованы при разработке методики безразборной диагностики, предназначенной для контроля технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса пружинных демпферов.

Ключевые слова: пружинный демпфер, крутильные колебания, касательные напряжения, судовая энергетическая установка, дизельный двигатель

Research in the field of reliability (failure-free operation) of torsional vibration dampers is relevant for domestic science and industry, since Russia lacks its own production of such dampers, and dampers manufactured abroad are used in the diesel engines of the domestic fleet. The aim of this study is to experimentally examine and quantitatively assess the effect of sequential blocking of the leaf spring packages of a spring damper on the reduction of tangential stresses arising in the shaft of a laboratory test rig. This technical condition of the spring damper is possible during operation under real conditions due to overheating of the leaf springs caused by a lack or absence of flowing oil. The tests were carried out on a laboratory bench that simulated a ship's diesel installation, at two values of the forced oscillation

frequency: 20.8 Hz (near-resonant mode) and 21.7 Hz (resonant mode for the laboratory bench with a spring damper with all leaf springs blocked). The change in the technical condition of the spring damper was simulated by sequentially blocking from 1 to 12 sets of leaf springs. The results showed that blocking the springs makes it possible to change the torsional stiffness of the damper and reduce its efficiency, which leads to a significant increase in tangential stresses in the most stressed section of the shafting of the laboratory bench. At a near-resonant frequency of 20.8 Hz, the maximum tangential stresses (about 3.4 MPa) were observed when 5–7 sets of leaf springs were blocked. At a resonant frequency of 21.7 Hz, the most dangerous condition occurred when 11–12 leaf spring packages were locked, with tangential stresses in the shaft reaching 5.2 MPa. It has been experimentally confirmed that sequential locking of leaf springs increases the torsional stiffness of the damper and causes a shift in its natural resonant frequency. The limits of variation in the resonant frequency of the test bench have been established when modeling changes in the technical condition of a spring damper — from 21.3 Hz (for a serviceable damper with flowing oil) to 21.7 Hz (for a completely blocked damper). The obtained results can be used in the development of a non-disassembly diagnostic methodology intended for monitoring the technical condition and predicting the residual service life of spring dampers.

Keywords: spring damper, torsional vibrations, tangential stresses, marine power plant, diesel engine

Введение

Одна из характерных особенностей работы судовых дизельных двигателей — возникновение крутильных колебаний коленчатого вала и валопровода, передающего крутящий момент на гребной винт судна [1–5].

Крутильные колебания коленчатого вала, возбуждаемые по причине циклического характера рабочего процесса судового дизельного двигателя, представляют собой значительную динамическую нагрузку на валопровод, способную привести к усталостным повреждениям основных элементов машинно-двигательного комплекса [6]. Для снижения опасных резонансных амплитуд колебаний (и соответственно — касательных напряжений в материале валов двигательных установок) широко применяются демпфирующие устройства, среди которых особое место занимают пружинные демпферы крутильных колебаний с упругими элементами в виде листовых рессор (далее — ПД) [7]. Функционирование ПД как двухмассовой системы приводит к снижению резонансной частоты колебаний системы (до 0,85...0,87 от исходной) и возникновению еще одного резонанса при более высокой относительной частоте (1,15...1,17 от исходной) [8]. Эффективность работы и надежность ПД напрямую зависят от его собственной резонансной частоты, определяемой жесткостью пакета листовых рессор и приведенным моментом инерции масс, что обеспечивает возможность точной настройки демпфера на требуемую частоту колебаний за счет варьирования числом рессор или применения рессор с различ-

ной жесткостью [9]. В процессе эксплуатации ПД возможно частичное или полное заклинивание (блокировка) листовых рессор, что меняет его характеристики и может вывести ПД из оптимального рабочего режима и, как следствие, создает риск перехода системы в новый опасный резонансный режим [10]. Заклинивание листовых рессор происходит вследствие их перегрева, обусловленного недостаточным теплоотводом при неисправности системы циркуляционной смазки, либо в результате механического повреждения отдельных рессор. Несмотря на качественное понимание общей физической природы явления блокировки рессор, в научной литературе отсутствуют систематические экспериментальные данные, количественно связывающие степень данного дефекта с уровнем динамических напряжений в системе [11–13].

Цель исследования — экспериментально изучить и количественно оценить влияние последовательной блокировки листовых рессор ПД на касательные напряжения, возникающие в валу лабораторного стенда, в условиях моделирующих постепенное ухудшение его технического состояния.

Объектом исследования служит прототип демпфера крутильных колебаний с листовыми рессорами модели ПД 313/102 (далее — ПД-прототип). Общий вид исследуемого объекта представлен на рис. 1 [8].

Конструкция ПД-прототипа разработана на основе технологии реверс-инжиниринга серийного образца ПД модели D90/37 производства фирмы Dr. Geislinger & Co. Schwingungstechnik GmbH. В процессе разработки была адапти-

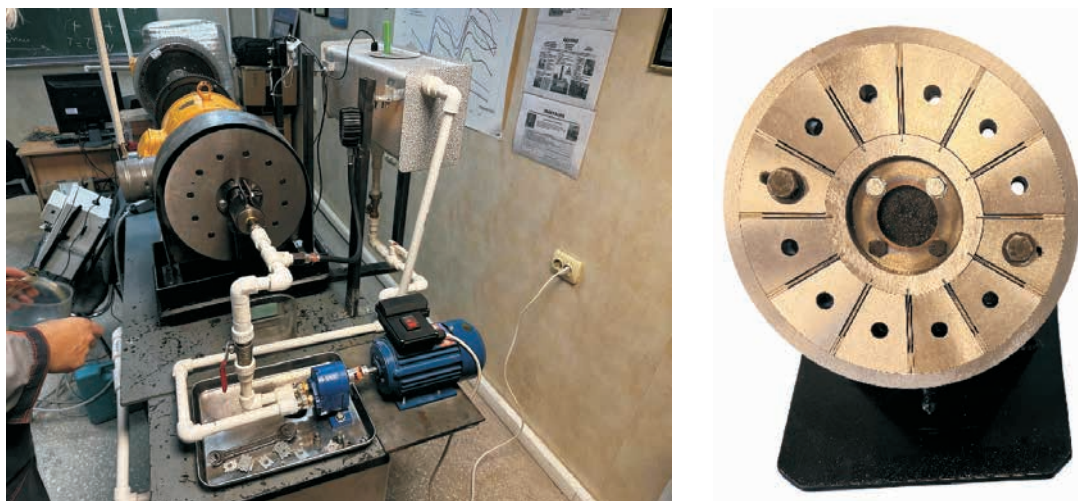


Рис. 1. Общий вид ПД-прототипа

рована и усовершенствована методика проектирования и изготовления данного класса демпфирующих устройств с учетом требований отечественного машиностроения, а также применением общепризнанных теорий: подобия и размерностей; динамического поглотителя колебаний; классической теории балок; колебаний и вибраций [14–16]. Результаты проектирования и методика испытаний ПД-прототипа прошли процедуру верификации. Комплект технической документации «Разработка отечественного пружинного демпфера крутильных колебаний» получил принципиальное одобрение ФАУ «Российский морской регистр судоходства» (письмо № 141-311-10-85684 от 25.04.2025 г.), что подтверждает соответствие разработки установленным нормативным требованиям в части обеспечения безопасности мореплавания. Изготовление ПД-прототипа выполнено в кооперации с профильной организацией ООО Научно-производственное объединение «Донтехцентр» (г. Ростов-на-Дону), что подтверждается актом внедрения от 16.07.2025.

Методика исследования

При экспериментальных исследованиях ПД-прототипа был использован лабораторный стенд испытательного центра Marine Technology Service ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет», имеющего одобрение отечественных классификационных обществ — ФАУ «Российский морской регистр судоходства» (свидетельство № 24.03.02.05546.141

от 07.11.2024) и ФАУ «Российское классификационное общество» (свидетельство № 10848 от 28.04.2025). Стенд воспроизводит судовую дизельную установку со среднеоборотным двигателем и прямой передачей момента на гребной винт. Общий вид стенда представлен на рис. 2.

Для обеспечения метрологической достоверности экспериментальных данных было использовано следующее поверенное измерительное оборудование:

- 1) тензометрический комплекс Astech Electronics — обеспечивает измерение амплитуды сигнала с основной приведенной погрешностью $\pm 0,5\%$;
- 2) персональный компьютер со специализированным лицензионным программным обеспечением Astech C-RangeLogging (версия 2.5.0.1825);
- 3) тензорезисторы Zemic BBF400-5AA-A(11) BX30 — номинальное сопротивление составляет 400,3 Ом с допустимым отклонением $\pm 0,2$ Ом, сопротивление тензоплощадки из двух тензорезисторов (полумост) контролировалось при помощи мультиметра, внесенного в Госреестр СИ РФ;
- 4) лазерный тахометр СЕМ АТ-6 — для контроля частоты вращения с предельной погрешностью $\pm 0,05\%$.

Программа испытаний ПД-прототипа включала две серии испытаний, различающиеся частотой вынужденных крутильных колебаний, генерируемых стендом:

- 1) испытания в околорезонансном режиме при частоте возбуждения 20,8 Гц (длительность импульса крутящего момента 48 мс);

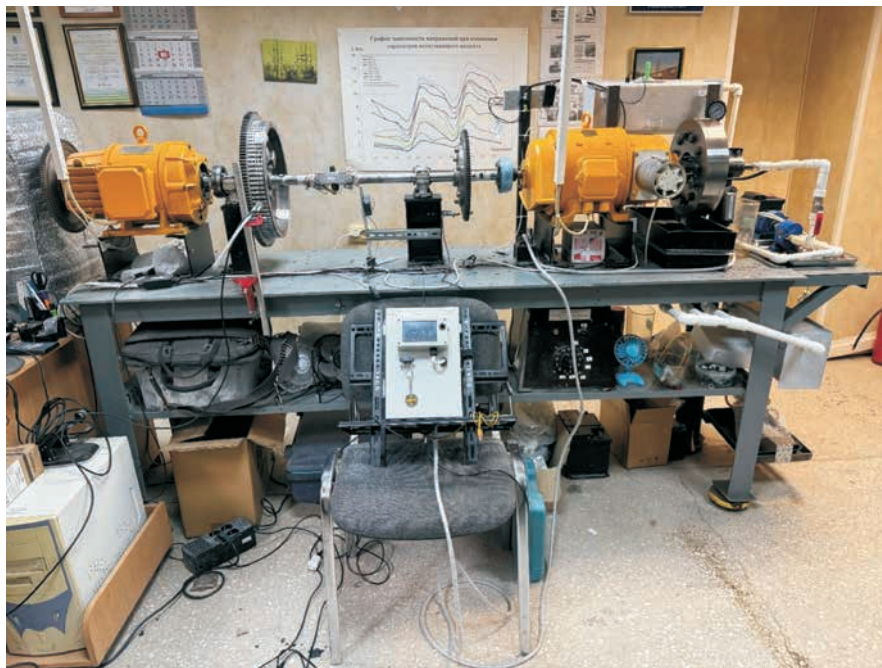
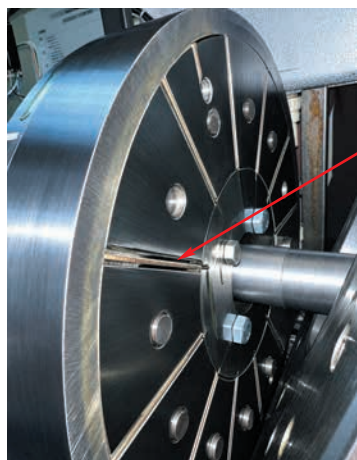


Рис. 2. Общий вид лабораторного стенда испытательного центра Marine Technology Service ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

2) испытания в резонансном режиме при частоте возбуждения 21,7 Гц (длительность импульса крутящего момента 46 мс).

В каждой серии начальные условия соответствовали полностью исправному состоянию ПД-прототипа с полностью разблокированными пакетами листовых рессор. Моделирование деградации технического состояния осуществлялось путем последовательной пошаговой блокировки рессор — от одной до двенадцати,



Межпружинный паз при блокировке листовых рессор ПД-прототипа

Рис. 3. Последовательная пошаговая блокировка листовых рессор ПД-прототипа

что отражено на рис. 3. Результаты испытаний моделирования технического состояния ПД-прототипа представлены на рис. 4. Для повышения достоверности для каждого состояния ПД-прототипа проводили серию из шести независимых измерений, результаты которых подвергали статистической обработке.

Результаты исследований

На основе экспериментальных данных можно сделать следующие количественные выводы:

1) для околорезонансного режима ($f = 20,8$ Гц) максимальные касательные напряжения 3,4 МПа наблюдаются при блокировке 5–7 пакетов листовых рессор;

2) для резонансного режима ($f = 21,7$ Гц) наиболее опасное состояние возникает при блокировке 11–12 листовых рессор, касательные напряжения составляют 5,2 МПа.

Сравнительный анализ двух режимов наглядно демонстрирует принципиальную важность точной настройки жесткости демпфера. Незначительное изменение частоты возбуждения (менее 1 Гц) приводит к смещению «опасной» зоны блокировки и к существенному (в 1,5 раза) росту максимальных напряжений.

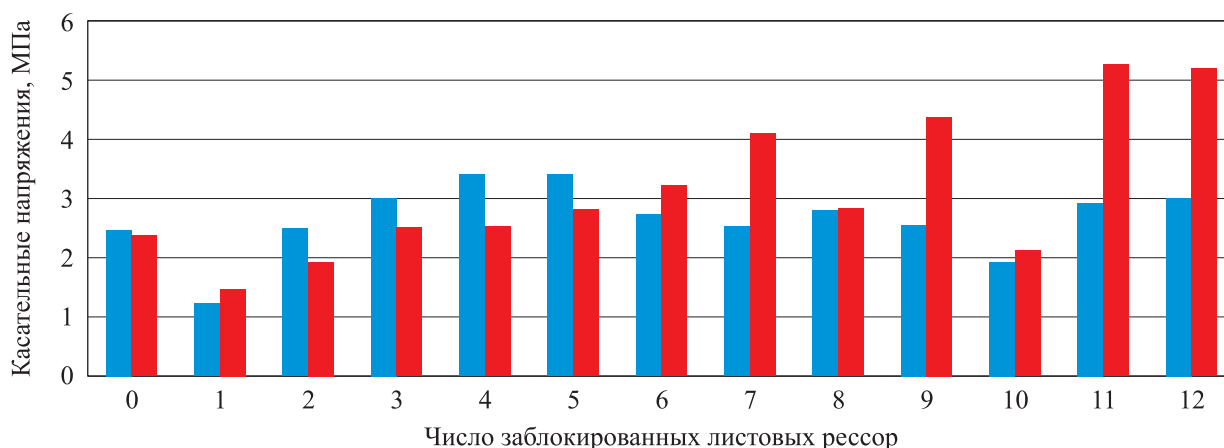


Рис. 4. Результаты испытаний моделирования технического состояния ПД-прототипа при ступенчатой блокировке листовых рессор:
■ — околорезонансный режим, частота возбуждения 20,8 Гц; ■ — резонансный режим, 21,7 Гц

Обсуждение

Физическая сущность наблюдаемого явления заключается в изменении собственных частот самого ПД-прототипа посредством изменения его жесткости при блокировке листовых рессор.

ПД-прототип представляет собой колебательную систему, собственная частота которой f определяется ее приведенной жесткостью k и моментом инерции J :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{J}}.$$

Последовательная блокировка листовых рессор уменьшает их податливость, приводя к увеличению жесткости и, как следствие, к изменению собственной частоты ПД-прототипа.

Заключение

По результатам исследования можно сформулировать следующие выводы.

1. Экспериментально доказано, что ступенчатая блокировка листовых рессор приводит к дискретному изменению жесткости демпфера и, как следствие, к существенному росту касательных напряжений в валу лабораторного стенда. Экспериментально установлено, что при

частоте возбуждения 20,8 Гц максимальные напряжения ($\approx 3,4$ МПа) возникают при блокировке 5–7 пакетов листовых рессор, а при частоте 21,7 Гц максимальные напряжения ($\approx 5,2$ МПа) наблюдаются при блокировке 11–12 пакетов листовых рессор.

2. Результаты работы верифицируют теоретическую модель, согласно которой демпфер представляет собой колебательную систему с собственной частотой, зависящей от жесткости пакета листовых рессор. Показано, что последовательная блокировка рессор, увеличивая жесткость, вызывает смещение этой частоты. При совпадении новой собственной частоты с частотой внешнего возбуждения система переходит в опасный резонансный режим, характеризующийся ростом амплитуды напряжений до значений, в 1,5 раза превышающих околорезонансный уровень.

3. Полученные количественные зависимости «число заблокированных рессор — уровень динамических напряжений» формируют основу для разработки методики безразборной диагностики технического состояния ПД, что актуально для обоснования регламентов их эксплуатационного контроля и прогнозирования остаточного ресурса.

Литература

- [1] Возницкий И.В., Пунда А.С. *Судовые двигатели внутреннего сгорания*. Т. 2. Теория и эксплуатация двигателей. Москва, Моркнига, 2010, 382 с.
- [2] Горбачев М.М. *Система мониторинга крутильных колебаний для повышения безопасности эксплуатации судового машинно-движительного комплекса*. Дис. ... д-ра техн. наук. Астрахань, 2024, 399 с.
- [3] Лапин Ю.А. *Разработка усовершенствованной методики расчета резонансной амплитуды крутильных колебаний при проектировании валопроводов судовых дизельных установок*. Дис. ... канд. техн. наук. Владивосток, 2026, 176 с.
- [4] Мартьянов В.В. *Метод оценки и прогнозирования виброактивности элементов пропульсивного комплекса пассажирских судов на основе расчета крутильных колебаний*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2017, 149 с.
- [5] Хтоо Наинг Аунг. *Вероятностно-статистическое прогнозирование усталостной прочности и долговечности валопроводов судовых дизельных установок*. Дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2025, 217 с.
- [6] Ефремов Л.В. *Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий*. Санкт-Петербург, Наука, 2007, 276 с.
- [7] *Geislinger Damper Catalog*. Version 15.9. Salzburg, Geislinger GmbH, 2020, 50 p.
- [8] Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д. Разработка модельного пружинного демпфера крутильных колебаний. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 4 (147), с. 124–138. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-124-138>
- [9] Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д. Расчет изменения жесткости демпфера крутильных колебаний Geislinger D60/14/2 при износе пружин. *Морские интеллектуальные технологии*, 2022, № 4 (1), с. 289–294.
- [10] Shen C., Li G., Tian Z., Chen C., Zhou Y. Research on mechanical model and torsional stiffness properties of leaf spring torsional vibration dampers for marine diesel engines. *Applied Sciences*, 2024, vol. 14, no. 3, art. no. 1304. <https://doi.org/10.3390/app14031304>
- [11] Lee D.H., Chung T.Y., Kim Y.C., Shin Y.H. Study on the parameter decision of spring-viscous dampers for the torsional vibration reduction of diesel engine shafting system. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 2010, vol. 20, no. 12, pp. 1168–1175. <https://doi.org/10.5050/KSNVE.2010.20.12.1168>
- [12] Lee D.H., Chung T.Y., Moon S.J., Kim H.S., Jeong J.A. Estimation of dynamic characteristics of the torsional vibration spring-viscous damper. *Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference*. Seoul, The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 2011, pp. 469–470.
- [13] Homik W. Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines. *Polish Maritime Research*, 2010, vol. 17, no. 1, pp. 62–68. <https://doi.org/10.2478/v10012-010-0007-2>
- [14] Истомин П.А. *Крутильные колебания в судовых ДВС*. Ленинград, Судостроение, 1968, 304 с.
- [15] Sideris S.A., Tsakmakis C. Consistent Euler — Bernoulli beam theories in statics for classical and explicit gradient elasticities. *Composite Structures*, 2022, vol. 282, article 115026. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.115026>
- [16] Ден-Гартог Дж.П. *Механические колебания*. Москва, Физматгиз, 1960, 580 с.

References

- [1] Voznitskiy I.V., Punda A.S. *Sudovyye dvigateli vnutrennego sgoraniya*. T. 2. *Teoriya i ekspluatatsiya dvigateley* [Marine internal combustion engines. Vol. 2. Theory and operation of engines]. Moscow, Morkniga Publ., 2010, 382 p. (In Russ.).
- [2] Gorbachev M.M. *Sistema monitoringa krutil'nykh kolebaniy dlya povysheniya bezopasnosti ekspluatatsii sudovogo mashinno-dvizhitel'nogo kompleksa* [Torsional vibration monitoring system for improving the operational safety of a marine propulsion system]. Dr. Sci. (Eng.). Diss. Astrakhan, 2024, 399 p. (In Russ.).
- [3] Lapin Yu.A. *Razrabotka usovershenstvovannoy metodiki rascheta rezonansnoy amplitudy krutil'nykh kolebaniy pri proyektirovanii valoprovodov sudovykh dizel'nykh ustanovok* [Development of an improved method for calculating the resonant amplitude of torsional vibrations in the design of marine diesel power plant shaft lines]. Diss. Ph. D. (Eng.) Vladivostok, 2026, 176 p. (In Russ.).
- [4] Mart'yanov V.V. *Metod otsenki i prognozirovaniya vibroaktivnosti elementov propul'sivnogo kompleksa passazhirskikh sudov na osnove rascheta krutil'nykh kolebaniy* [Method for assessing and predicting

- the vibration activity of passenger-vessel propulsion system components based on torsional vibration calculations]. Diss. Ph. D. (Eng.). Saint Petersburg, 2017, 149 p. (In Russ.).
- [5] Htoo Naing Aung. *Veroyatnostno-statisticheskoye prognozirovaniye ustalostnoy prochnosti i dolgovechnosti valoprovodov sudovykh dizel'nykh ustanovok* [Probabilistic and statistical prediction of the fatigue strength and service life of marine diesel power plant shaft lines]. Diss. Ph. D. (Eng.). Saint Petersburg, 2025, 217 p. (In Russ.).
- [6] Efremov L.V. *Teoriya i praktika issledovaniya krutil'nykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniye kompyuternykh tekhnologiy* [Theory and practice of studying torsional vibrations of power plants using computer technologies]. Saint Petersburg, Nauka Publ., 2007, 276 p. (In Russ.).
- [7] *Geislinger Damper Catalog*. Version 15.9. Salzburg, Geislinger GmbH, 2020, 50 p.
- [8] Pokusayev M.N., Sibryayev K.O., Gorbachev M.M., Ibadullayev A.D. Development of a model spring torsional vibrations damper. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 4(147), pp. 124–138. (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-124-138>
- [9] Pokusayev M.N., Sibryayev K.O., Gorbachev M.M., Ibadullayev A.D. Calculation of changes in the stiffness of the Geislinger D60/14/2 torsional vibration damper due to spring wear. *Marine Intellectual Technologies*, 2022, no. 4(1), pp. 289–294. (In Russ.).
- [10] Shen C., Li G., Tian Z., Chen C., Zhou Y. Research on mechanical model and torsional stiffness properties of leaf spring torsional vibration dampers for marine diesel engines. *Applied Sciences*, 2024, vol. 14, no. 3, art. no. 1304. <https://doi.org/10.3390/app14031304>
- [11] Lee D.H., Chung T.Y., Kim Y.C., Shin Y.H. Study on the parameter decision of spring-viscous dampers for the torsional vibration reduction of diesel engine shafting system. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 2010, vol. 20, no. 12, pp. 1168–1175.
<https://doi.org/10.5050/KSNVE.2010.20.12.1168>
- [12] Lee D.H., Chung T.Y., Moon S.J., Kim H.S., Jeong J.A. Estimation of dynamic characteristics of the torsional vibration spring-viscous damper. *Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference*. Seoul, The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 2011, pp. 469–470.
- [13] Homik W. Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines. *Polish Maritime Research*, 2010, vol. 17, no. 1, pp. 62–68.
<https://doi.org/10.2478/v10012-010-0007-2>
- [14] Istomin P.A. *Krutil'nyye kolebaniya v sudovykh DVS* [Torsional vibrations in marine internal combustion engines]. Leningrad, Sudostroyeniye Publ., 1968, 304 p. (In Russ.).
- [15] Sideris S.A., Tsakmakis C. Consistent Euler — Bernoulli beam theories in statics for classical and explicit gradient elasticities. *Composite Structures*, 2022, vol. 282, art. no. 115026.
<https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.115026>
- [16] Den Hartog J.P. *Mekhanicheskiye kolebaniya* [Mechanical vibrations]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960, 580 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

Покусаев Михаил Николаевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» Астраханского государственного технического университета, Астрахань, Российская Федерация. SPIN-код: 9543-2110; AuthorID: 499461. E-mail: evtipr@astu.ru

Горбачев Максим Михайлович — доктор технических наук, доцент, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» Астраханского государственного технического университета, Астрахань, Российская Федерация. SPIN-код: 6103-6121; AuthorID: 880312. E-mail: max9999_9@mail.ru

Ибадуллаев Адель Дамирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» Астраханского государственного технического университета, Астрахань, Российская Федерация. SPIN-код: 5301-5667; AuthorID: 1181263. E-mail: adel.ibadullaev99@mail.ru

Information about the authors

Pokusaev Mikhail Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Operation of Water Transport and Industrial Fisheries, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation. SPIN-code: 9543-2110; AuthorID: 499461. E-mail: evtipr@astu.ru

Gorbachev Maksim Mikhailovich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Operation of Water Transport and Industrial Fisheries, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation. SPIN-code: 6103-6121; AuthorID: 880312. E-mail: max9999_9@mail.ru

Ibadullaev Adel Damirovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Operation of Water Transport and Industrial Fisheries, Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation. SPIN-code: 5301-5667; AuthorID: 1181263. E-mail: adel.ibadullaev99@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Покусаев М.Н., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д. Экспериментальное исследование влияния блокировки листовых рессор на эффективность пружинного демпфера крутильных колебаний. *Двигателестроение*, 2026, № 3(305), с. 51–58.

Citation:

Pokusaev M.N., Gorbachev M.M., Ibadullaev A.D. Experimental study of the effect of leaf spring locking on the performance of a torsional vibration spring damper. *Engines Construction*, 2026, no. 3(305), pp. 51–58. (In Russ.).

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.03

Экспериментальное исследование струй авиационного керосина, формируемых системой пневматического впрыска для малоразмерного двигателя внутреннего сгорания*

А.А. Мелков, М.Д. Гарипов

Уфимский университет науки и технологий,
Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация

Experimental study of aviation kerosene jets generated by the air-assisted injection system for a small internal combustion engine**

A.A. Melkov, M.D. Garipov

Ufa University of Science and Technology,
Ufa, Republic of Bashkortostan, Russian Federation

Приведены результаты исследования дисперсного состава и геометрических параметров импульсных струй, формируемых разработанной топливной системой с пневматическим распыливанием низкого давления. В работе применены две оптические методики, которые основаны на обработке изображений, полученных теневым методом. Исследование межцикловой воспроизводимости геометрических параметров струй проведено с использованием высокоскоростной видеокамеры с макрообъективом. Дисперсный состав определен с использованием цифровой камеры, оснащенной дальнедействующим микроскопом, и системы подсветки, состоящей из люминесцентного фоновых экрана и импульсного лазера. Исследование выполнено при трех значениях массового соотношения воздуха к топливу (ALR): 0,4, 0,2 и 0,1. Соответствующие значения среднего заулеровского диаметра (D_{32}) составили 10,2, 10,3 и 12,5 мкм. Полученные результаты будут использованы при численном моделировании непосредственного впрыска топливовоздушной смеси в камеру сгорания двигателя.

Ключевые слова: пневматическое распыливание, авиационный керосин, теневая фотография, дисперсный состав, средний заулеровский диаметр капель

The paper presents the results of a study of the droplet size distribution and geometric parameters of pulsed jets generated by a developed fuel system with low-pressure pneumatic atomization. Two optical techniques based on shadow photography image processing were used. A high-speed video camera with a macro lens was used to study the cycle-to-cycle variability of the jet geometric parameters. The droplet size distribution was determined using a digital camera equipped with a long-range microscope and an illumination system consisting of a fluorescent background screen and a pulsed laser. The studies were performed at three air-to-fuel mass ratios (ALR): 0.4, 0.2, and 0.1. The corresponding Sauter mean diameter (D_{32}) values were 10.2, 10.3, and 12.5 μm . The obtained results will be used in numerical modeling of direct injection of the fuel-air mixture into the engine combustion chamber.

Keywords: air-assisted injection, aviation kerosene, shadow photography, droplet size distribution, Sauter mean diameter of the droplets

* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках Государственного задания № FRRR-2026-0006 (УУНТ).

** The research was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Assignments № FRRR-2026-0006 (Ufa University of Science and Technology).

Введение

В сегменте авиационных поршневых двигателей, рабочий объем цилиндра которых меньше 60 см³, основную долю составляют двухтактные двигатели с искровым воспламенением. Перевод этих двигателей на использование тяжелых видов топлива, прежде всего на авиационный керосин, представляет собой актуальную, однако до настоящего времени не полностью решенную задачу [1–7]. Свойственная керосину более низкая по сравнению с бензином испаряемость затрудняет образование воспламеняемой топливовоздушной смеси в районе искрового промежутка, а пониженное октановое число способствует возникновению детонации [7].

Один из способов предотвращения детонации — организация сгорания предварительно не перемешанных или частично перемешанных топливовоздушных смесей, для чего впрыск топлива осуществляют в камеру сгорания на такте сжатия. Чем выше среднее эффективное давление и степень сжатия и чем ниже октановое число применяемого топлива, тем позже осуществляется впрыск. Как показано в работе [7], в случае применения авиационного керосина в четырехтактном двигателе со степенью сжатия 13,5 углы опережения впрыска становятся близки к углам, реализуемым в дизелях, что обуславливает необходимость близкого расположения форсунки и свечи зажигания. При этом в районе искрового разряда топливо должно находиться в газовой фазе, а смесь — в концентрационных пределах воспламенения. Одним из ключевых факторов, обеспечивающих данные условия, служит высокое качество распыливания [7, 8].

В работах [7–10] показано, что высокое качество позволяет получить разработанная авторами данной статьи система впрыска с пневматическим распыливанием. Результаты исследований [7, 11, 12] подтверждают, что использование этой экспериментальной системы позволяет добиться образования воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка при близком расположении форсунки и свечи зажигания. Значения среднего заутеровского диаметра капель D_{32} в описываемой экспериментальной системе составило приблизительно 9,5...12,8 мкм [10]. При этом давление впрыска составляло 6...20 МПа.

К малоразмерным авиационным поршневым двигателям предъявляются требования

конструктивной простоты, малой массы и габаритов, но применение высоких давлений впрыска неизбежно ухудшает эти показатели. В работах [7–10] высокие значения давления были продиктованы необходимостью создания перепада давления, достаточного для требуемого распределения топлива по камере сгорания в условиях впрыска вблизи верхней мертвой точки (ВМТ). Использование более раннего впрыска позволило бы снизить давление впрыска, однако в условиях четырехтактного двигателя со степенью сжатия 13,5, описанного в работе [7], это приводило к детонационному сгоранию.

Вместе с тем двухтактные малоразмерные двигатели обладают рядом особенностей, позволяющих применять более ранний впрыск без возникновения детонации [13–15]. К ним относятся низкое относительно четырехтактных двигателей среднее эффективное давление (менее 0,6 МПа), часто невысокая степень сжатия (ниже 8) и малые размеры цилиндра. Работа таких двигателей по винтовой характеристике приводит к тому, что максимальный крутящий момент возникает вблизи взлетной частоты вращения (7000...8000 мин⁻¹), что также способствует бездетонационному сгоранию.

Одним из примеров, подтверждающих возможность организации в малоразмерных двигателях бездетонационного сгорания при раннем впрыске, может служить рабочий процесс фирмы Orbital [13], в котором непосредственный впрыск керосино-воздушной смеси (AADI) осуществляется при угле поворота коленчатого вала (ПКВ), равном 120...226 град. до ВМТ [14, 15]. Анализ опубликованных работ, посвященных исследованию характеристик распыливания топлива данной системы, показал, что достигаемые значения среднего заутеровского диаметра капель в зависимости от применяемых авторами методик измерения варьируются в диапазоне 5...20 мкм [16–19].

Поскольку исследования характеристик распыливания разработанной авторами экспериментальной топливной системы с пневматическим распыливанием при пониженном давлении впрыска (применительно к двигателям с малым рабочим объемом) ранее не проводились, целью настоящей работы является экспериментальное исследование формируемого ею дисперсного состава, глубины проникновения и ширины импульсных струй авиационного керосина.

Объект исследования и методика проведения эксперимента

Описание системы впрыска

Принципиальная схема топливной системы с пневматическим распыливанием (рис. 1) в основном совпадает со схемой, описанной в работах [7, 10]. Отличительная черта представленной конструкции — малый рабочий объем компрессора, составляющий приблизительно $1,5 \text{ см}^3$.

Принцип действия системы заключается в совместном сжатии воздуха и топлива в рабочей полости поршневого компрессора до давления, значение которого определяется режимом работы и составляет не более 2 МПа. Топливо дозируется регулятором расхода, установленным на входе во впускной канал, а расход воздуха не регулируется. После сжатия смесь через нагнетательный клапан поступает по каналу высокого давления к форсунке с электромагнитным управлением. При подаче управляющего сигнала от электронного блока управления игла форсунки перемещается под действием электромагнита и смесь впрыскивается через четыре сопловых отверстия диаметром 0,35 мм. Продолжительность управляющего сигнала составляет 850 мкс. По завершении управляющего

импульса игла форсунки возвращается в исходное положение под действием пружины, прекращая впрыск. Привод компрессора на безмоторном стенде выполнен от электродвигателя. Синхронизация работы системы с положением поршня компрессора обеспечивается датчиком положения коленчатого вала.

Методика проведения экспериментов и обработки экспериментальных данных

Исследование межцикловой воспроизводимости геометрических параметров струй. Исследование проводили в условиях окружающей среды с применением метода теневой фотографии. Теневые изображения регистрировали с использованием высокоскоростной видеокамеры с макрообъективом при импульсной светодиодной подсветке струи. Момент начала видеосъемки был синхронизирован с подачей управляющего сигнала от электронного блока управления на электромагнит форсунки. Для каждого режима работы было выполнено по десять серий съемок. Схема установки представлена на рис. 2, ее характеристики приведены ниже. Аналогичный подход к высокоскоростной визуализации описан в работах [8, 10, 20].

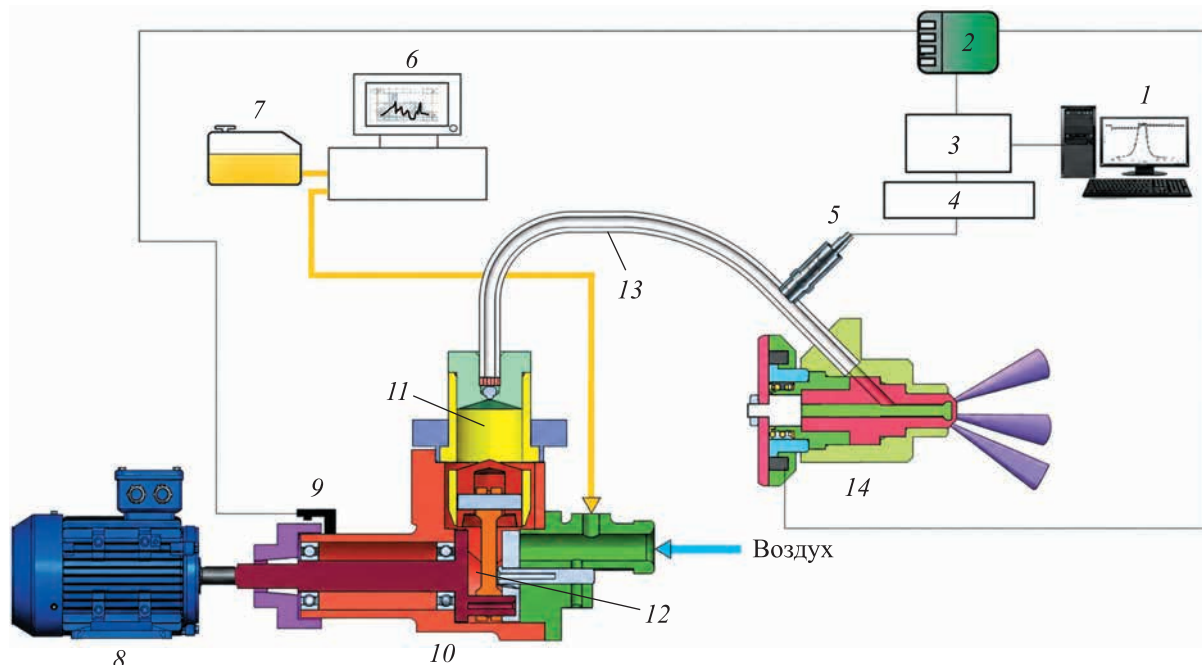


Рис. 1. Схема топливной системы с пневматическим распыливанием:

1 — компьютер; 2 — электронный блок управления; 3 — аналого-цифровой преобразователь; 4 — усилитель; 5 — датчик давления; 6 — расходомер топлива; 7 — топливный бак; 8 — асинхронный двигатель; 9 — датчик положения коленчатого вала; 10 — поршневой компрессор; 11 — рабочая полость компрессора; 12 — кривошипная камера компрессора; 13 — канал высокого давления; 14 — форсунка с электромагнитным управлением

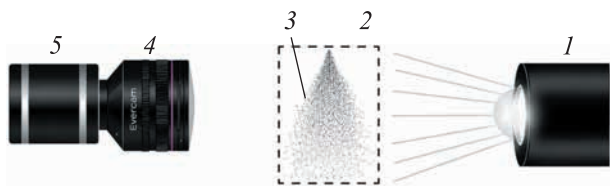


Рис. 2. Схема для высокоскоростной визуализации распространения струи:

1 — импульсный диодный осветитель; 2 — область измерения; 3 — струя; 4 — макрообъектив; 5 — высокоскоростная видеокамера

Алгоритм обработки, представленный на рис. 3, включал удаление фонового шума и последующую пороговую бинаризацию изображения. По результатам бинаризации определяли границы распыления, что позволяло путем подсчета числа пикселей измерить геометрические параметры струи. Аналогичный метод обработки представлен в работах [4, 14, 21, 22]. Глубину проникновения струи вычисляли как расстояние от сопла до ее переднего фронта. Итоговые значения геометрических параметров

струи определяли как среднее арифметическое по результатам десяти измерений для каждого режима.

При исследовании межцикловой воспроизводимости была проведена оценка среднеквадратичного отклонения (СКО) и коэффициента вариации (COV) глубины проникновения и ширины струй, определяемых как

$$\text{СКО} = \sqrt{\frac{\sum (x_i - M)^2}{n-1}};$$

$$\text{COV} = \frac{\text{СКО}}{M} \cdot 100 \%,$$

где x_i — каждое наблюдаемое значение глубины или ширины струи; M — среднее арифметическое значение; n — количество наблюдений (объем выборки).

Определение дисперсного состава струй.

Для измерения дисперсного состава струи использовали систему диагностики двухфазных потоков «ПОЛИС» (ООО «Сигма-Про»), схема которой показана на рис. 4, а характеристики

Характеристики установки для высокоскоростной визуализации распространения струй

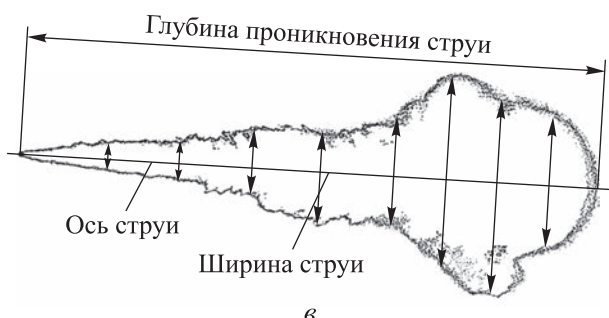
Модель высокоскоростной видеокамеры	Evercam HS 10000-32-M
Макро-объектив	Samyang 100mm F2.8 ED UMC MACRO
Мощность излучения импульсного диодного источника, Вт	38
Длительность импульса диодного источника, мкс	5
Область измерения, мм	57,3×19,35
Частота съемки, кадр/с	16000
Размер кадра, пк	1280×432
Пространственное разрешение, мкм/пк	44,8



а



б



в

Рис. 3. Процедура обработки изображений для определения глубины проникновения и ширины струи: а — исходная теневая картина; б — результат после пороговой бинаризации; в — определение границ распыления

Характеристики системы диагностики двухфазных потоков «ПОЛИС» для определения дисперсного состава топливоздушных струй

Минимальный размер определяемых капель, мкм	3,2
Тип лазера	Импульсный Nd: YAG
Ширина импульса, нс	6–8
Энергия импульса, мДж	200
Длина волны, нм	535
Модель камеры	Imperx B2320M
Модель действующего микроскопа	Infinity K2 Distamax CF-3 NTX
Оптическое увеличение	7:1
Частота съемки, кадр/с	8
Область измерения, мм	1,84×1,38
Размер кадра, пк	2352×1768 (4MP)
Пространственное разрешение, мкм/пк	0,8

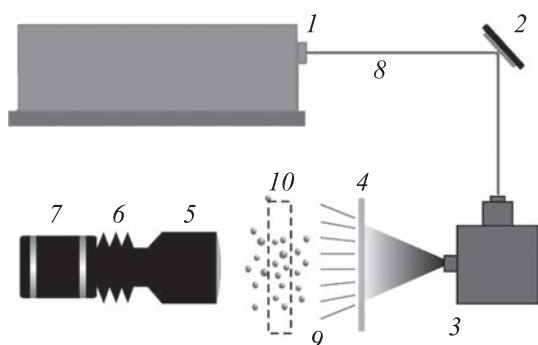


Рис. 4. Схема установки для определения дисперсного состава топливоздушных струй:

1 — лазер; 2 — дихроичное зеркало; 3 — формирующая оптика; 4 — люминесцентный экран; 5 — объектив; 6 — фокусирующий мех; 7 — камера; 8 — пучок лазерного излучения; 9 — струя; 10 — область измерения

представлены ниже. Исследования также проводили в условиях окружающей среды с применением теневого метода. Различие заключалось в использовании в качестве фоновой подсветки люминесцентного экрана, освещаемого импульсным лазером, а изображения регистрировались цифровой камерой с действующим микроскопом. Полученные изображения обрабатывали с использованием программного обеспечения Actual Flow, алгоритм которого основан на пороговой бинаризации, распознавании капель и фильтрации последних по минимальному размеру и сферической форме. Данная методика, подробно описанная в работах [8, 10, 23, 24], позволяет получать контрастные изображения быстро движущихся капель при большом увеличении.

Оптическое определение дисперсного состава непосредственно вблизи сопла затрудне-

но, поскольку в этой зоне сохраняется высокая концентрация жидкой фазы и процесс диспергирования еще не завершен. По этой причине в большинстве известных работ по исследованию характеристик пневматического распыливания описаны случаи, когда область измерения располагалась на оси струи на расстоянии не менее 30 мм от сопла [16–19]. В настоящем исследовании было принято это же значение, поскольку на таком удалении струя просвечивается на протяжении всего процесса впрыска. Кроме того, это позволило гарантированно включить в анализ наиболее крупные капли, формирующиеся на завершающих стадиях процесса впрыска.

Погрешность определения диаметра капель, связанная с неточностью их границ, оценивается в 0,5 пк (0,4 мкм при семикратном увеличении) [23]. С учетом обеих границ суммарная погрешность измерения размера капли не превышает 1 пк. В работе [23] минимальный учитываемый размер составлял 1 мкм, однако в настоящем исследовании во избежание включения в статистику капель с высокой относительной погрешностью из анализа были исключены капли диаметром менее 3,2 мкм (4 пк) [8, 10].

Для оценки динамики изменения среднего заутеровского диаметра D_{32} кадры регистрировали на протяжении всего процесса впрыска — от момента появления переднего фронта струи в зоне измерения до выхода из нее последних капель, что определяли по данным высокоскоростной визуализации. В каждом временном интервале регистрировали по 100 кадров, полученных из разных впрысков. Совокупная обработка всех зарегистрированных кадров позво-

лила дополнительно получить распределение капле по размерам и определить D_{32} для процесса впрыска в целом.

Условия проведения экспериментов

В качестве топлива использовали авиационный керосин марки ТС-1. Частоту вращения компрессора и массовый расход топлива варьировали в соответствии с характерными режимами работы малоразмерного двигателя, на который будет установлена данная топливная система: 4000 мин⁻¹ соответствовал расход топлива 0,16 кг/ч, 6000 мин⁻¹ — 0,47 кг/ч, 8000 мин⁻¹ — 1,3 кг/ч. Указанным режимам соответствовали массовые соотношения воздуха к топливу (Air-to-Liquid Ratio, ALR), равные 0,4, 0,2 и 0,1. Давление впрыска специально не регулировали, оно изменялось самопроизвольно в зависимости от расхода топлива, составляя в среднем 0,8 МПа при $ALR = 0,4$, 1,1 МПа при $ALR = 0,2$ и 1,8 МПа при $ALR = 0,1$.

Давление в системе впрыска измеряли с помощью оборудования фирмы AVL List GmbH с пьезоэлектрическим датчиком давления GU21C, основные характеристики которого приведены ниже. Датчик давления размещался в канале высокого давления, как показано на рис. 1.

Для измерения массового расхода топлива применяли расходомер AVL Fuel Balance 4210, основные параметры которого приведены ниже. Продолжительность измерения расхода топлива на каждом режиме составляла 60 с.

Давление и расход топлива фиксировали на всех режимах как при исследовании межцикловой воспроизводимости геометрических параметров струй, так и при определении дисперсного состава.

Результаты и обсуждение

Исследование эволюции струи

Динамика развития струи во времени при различных значениях ALR показана на рис. 5–7. Вне зависимости от значения ALR формирование струи начинается приблизительно через 0,5 мс после подачи управляющего сигнала на электромагнит форсунки. Как видно на рисунках, вплоть до 1,5 мс при $ALR = 0,4$ и 2,2 мс при $ALR = 0,2$ и 0,1 струя сохраняет непрерывную структуру. По истечении этого времени струя прерывается. После основной стадии впрыска на некоторых сериях снимков наблюдался под-

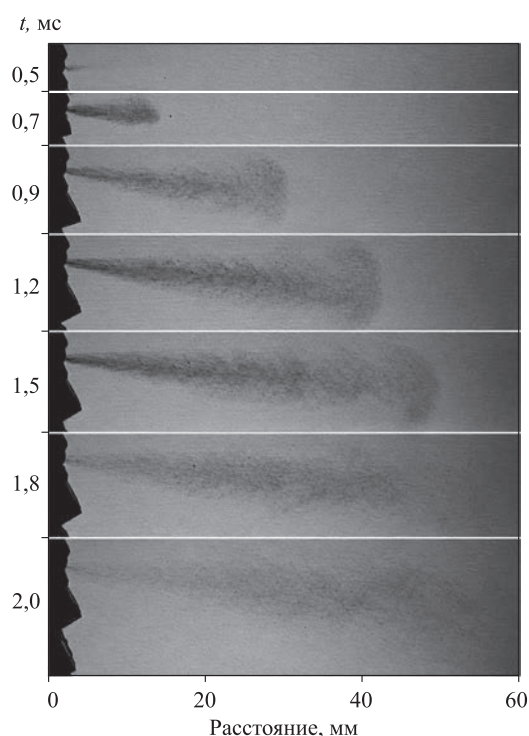


Рис. 5. Эволюция струи авиационного керосина при $ALR = 0,4$

Основные параметры пьезоэлектрического датчика давления AVL GU21C

Диапазон измерений, МПа	0...25
Чувствительность, пКл/МПа	372,4
Емкость датчика, пФ	8
Основная приведенная погрешность от верхнего предела измерений, %	0,3
Рабочий диапазон температур, °C	–40...400
Чувствительность к осевому ускорению, кПа/(м/с ²), не более	0,02

Основные параметры расходомера AVL Fuel Balance 4210

Рекомендуемый диапазон измерения, кг/ч	0...150
Систематическая погрешность измерения, %	0,12
Максимальная частота измерений, Гц	10

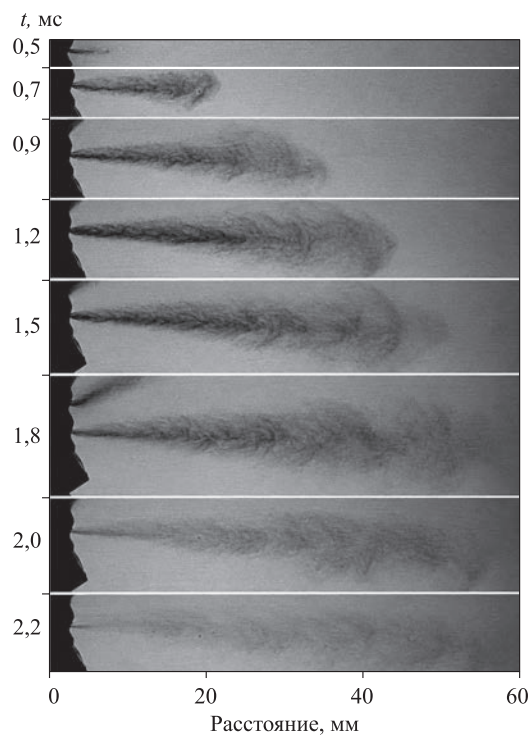


Рис. 6. Эволюция струи авиационного керосина при $ALR = 0,2$

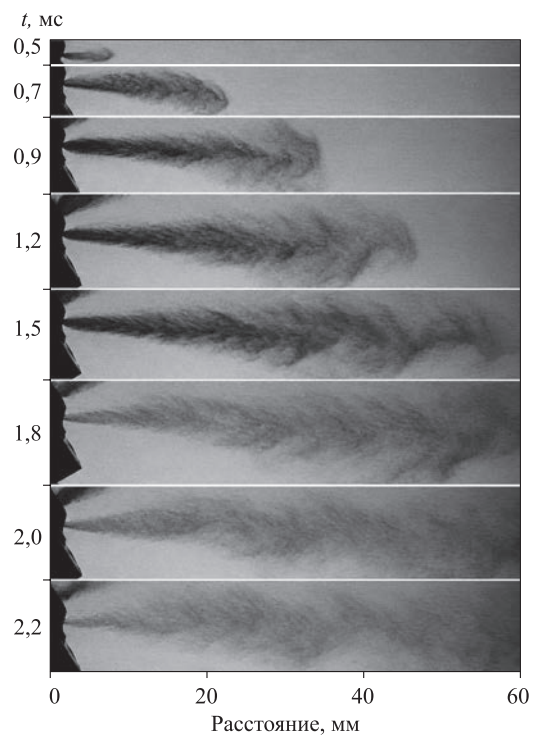


Рис. 7. Эволюция струи авиационного керосина при $ALR = 0,1$

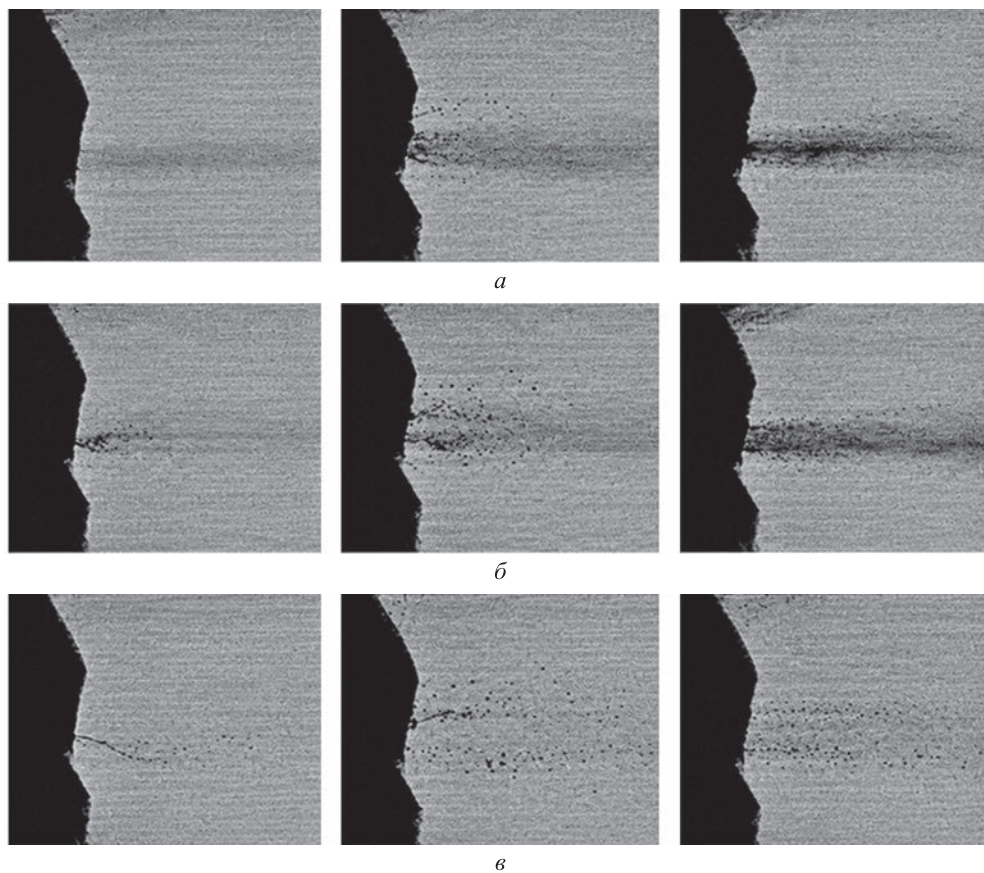


Рис. 8. Кадры окончания впрыска при различных значениях ALR (слева направо: $ALR = 0,4; 0,2; 0,1$):
 a — $t = 1,9$ мс; $б$ — $t = 2,2$ мс; $в$ — $t = 2,3$ мс;

впрыск (рис. 8). При значениях $ALR = 0,1$ и $0,2$ это явление более выражено и приводит к формированию относительно крупных капель, тогда как при $ALR = 0,4$ данный эффект менее заметен.

При одинаковой продолжительности управляющего сигнала (850 мкс) длительность впрыска для режимов $ALR = 0,1$ (8000 мин⁻¹) и $ALR = 0,2$ (6000 мин⁻¹) составила около 1,9 мс, что соответствует приблизительно 90 и 68 град. ПКВ соответственно. Для режима $ALR = 0,4$ (4000 мин⁻¹) впрыск длился примерно 1,6 мс — около 38 град. ПКВ.

Экспериментальные данные по глубине проникновения и ширине струй для всех режимов представлены на рис. 9 и 10. Точками

отмечены результаты измерений по десяти впрыскам, сплошной линией показана кривая, полученная осреднением этих данных. Там же приведены значения среднеквадратичного отклонения (СКО) и коэффициента вариации.

Изменение скорости переднего фронта струи во времени показано на рис. 11. Точками показаны значения, усредненные по десяти кадрам, а пунктирной линией отмечена аппроксимирующая прямая, отражающая тенденцию изменения скорости.

Кривые давления, зарегистрированные в канале высокого давления на протяжении 150 последовательных циклов (индивидуальные циклы выделены цветом), а также кривая, построенная

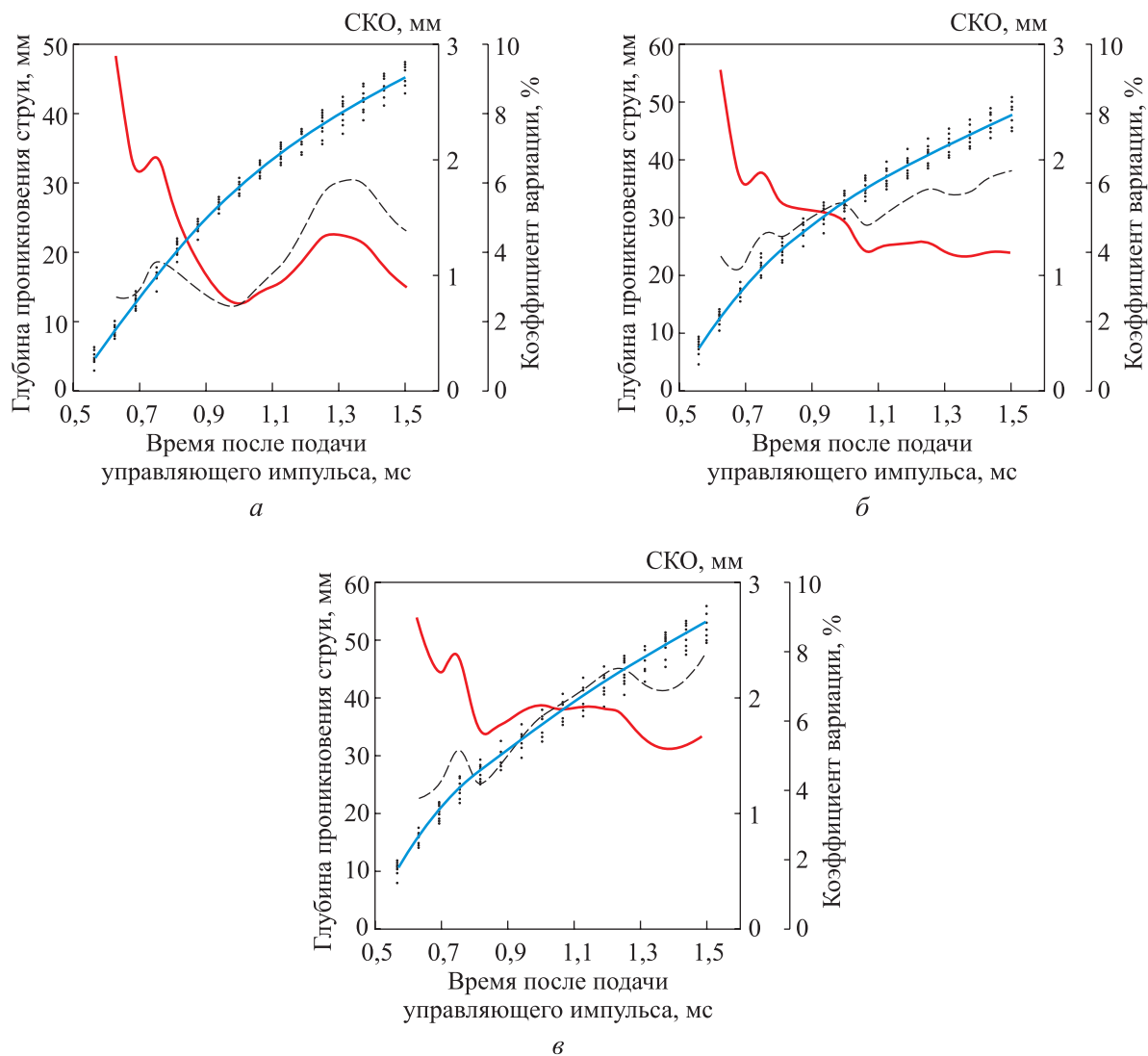


Рис. 9. Глубина проникновения струи:

a — $ALR = 0,4$; *б* — $ALR = 0,2$; *в* — $ALR = 0,1$; — среднееарифметическое значение; -- СКО; — коэффициент вариации

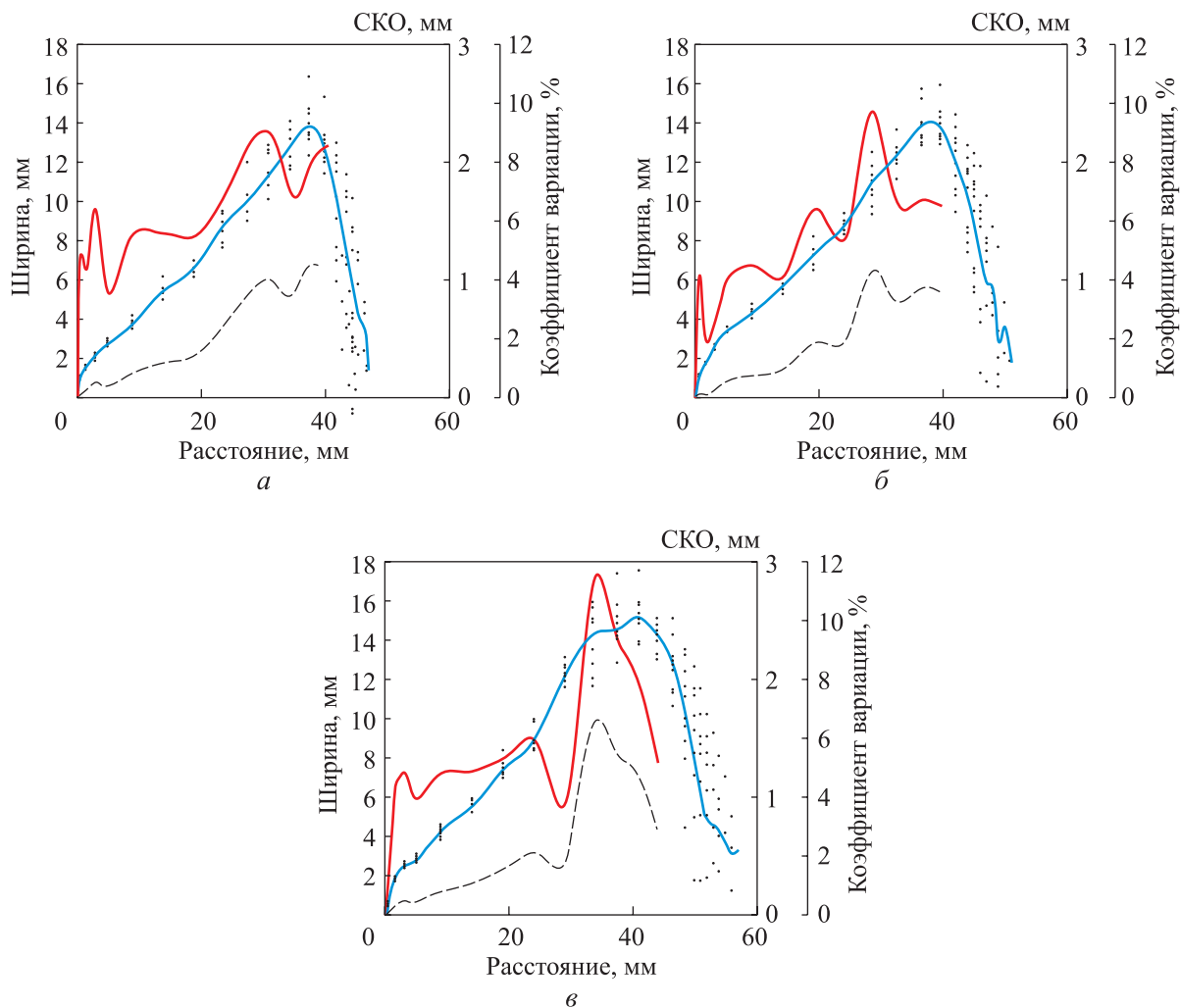


Рис. 10. Ширина струи:

a — $ALR = 0,4$; b — $ALR = 0,2$; v — $ALR = 0,1$; — среднееарифметическое значение; --- СКО; — коэффициент вариации

по средним арифметическим значениям, показаны на рис. 12. Там же приведена кривая коэффициента вариации. Максимальное значение коэффициента вариации для $ALR = 0,4$ составило 8 %, для $ALR = 0,2$ — 5 %, для $ALR = 0,1$ — 3,2 %. Стоит отметить, что эти максимальные значения наблюдаются в момент сжатия рабочей полости компрессора, а не в момент впрыска.

Степень влияния рассмотренной выше межцикловой воспроизводимости геометрических параметров струи, наличия подвпрысков и пульсаций давления в топливной системе на межцикловую стабильность показателей двигателя может быть установлена на основании данных моторных экспериментов.

Исследование дисперсного состава струй.
Обработанные теневые изображения капель,

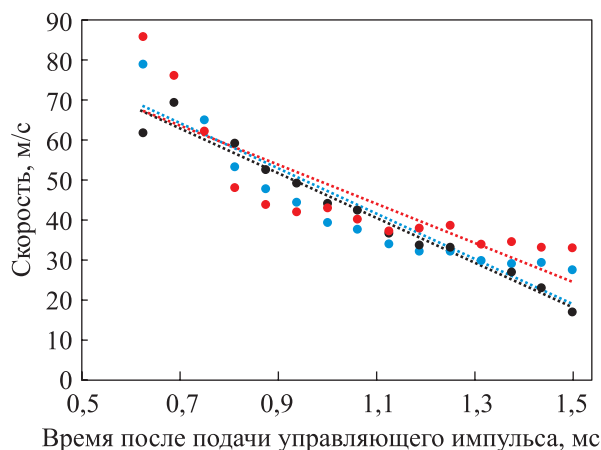


Рис. 11. Скорость распространения переднего фронта струи:

..... $ALR = 0,4$; $ALR = 0,2$; $ALR = 0,1$

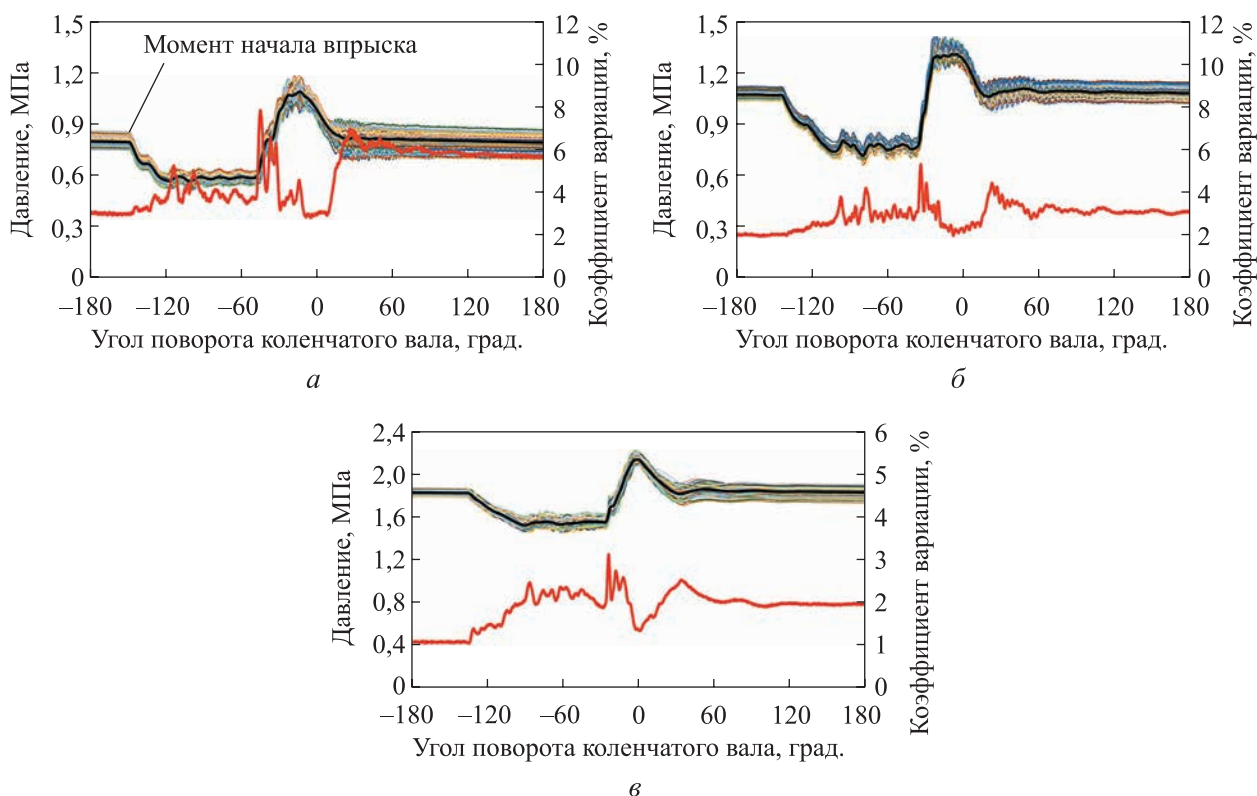


Рис. 12. Зависимость давления от угла поворота коленчатого вала:

а — $ALR = 0,4$; *б* — $ALR = 0,2$; *в* — $ALR = 0,1$; — среднее арифметическое значение; — коэффициент вариации

характерные для соответствующих моментов впрыска, представлены на рис. 13. Дополнительно приведены значения среднего зауэровского диаметра капель D_{32} , вычисленные путем анализа всех 100 кадров, зарегистрированных в каждом из показанных на рисунке моментов впрыска.

Изменение среднего зауэровского диаметра капель в процессе впрыска для всех исследованных режимов представлено на рис. 14. При $ALR = 0,4$ и $0,2$ значение D_{32} возрастает с 8 мкм в начале до 14 мкм к концу процесса. При $ALR = 0,4$ на отметке 3,5 мс в измерительную область попала единичная капля диаметром около 150 мкм, что увеличило D_{32} до 14,8 мкм. Объем этой капли составил 2 % от общего объема впрыска. При $ALR = 0,1$ диапазон изменения D_{32} оказался более широким: от 9 мкм вначале до 16,3 мкм к 6,5 мс. Увеличенное до 20,6 мкм значение D_{32} на отметке 7 мс объясняется образованием относительно крупных капель в процессе подвпрыска.

Для всех исследованных режимов на рис. 15 представлены гистограммы количественного

распределения капель по размерам за период всего впрыска. Дифференциальные и интегральные объемные распределения капель по размеру для тех же режимов приведены на рис. 16. В таблице дополнительно представлены значения D_{32} за период всего впрыска, а также значения Dv_{10} , Dv_{50} и Dv_{90} — эквивалентные диаметры капель, меньше которых находятся 10, 50 и 90 % капель по объему соответственно. Из представленных данных следует, что качество распыливания при $ALR = 0,4$ и $0,2$ является сопоставимым, тогда как при $ALR = 0,1$ наблюдается повышенная доля капель в диапазоне 12...45 мкм. Вследствие этого значение Dv_{90} для данного режима составило 29 мкм, в то время как на остальных режимах оно не превышало 25 мкм.

Представляет интерес сопоставление полученных характеристик распыливания с характеристиками, формируемыми системой фирмы Orbital. В работе [19] качество распыливания исследуется в зависимости от массового соотношения воздух/жидкость (ALR). Измерительная область располагалась на расстоянии 50 мм вдоль центральной оси струи. Некоторые ре-

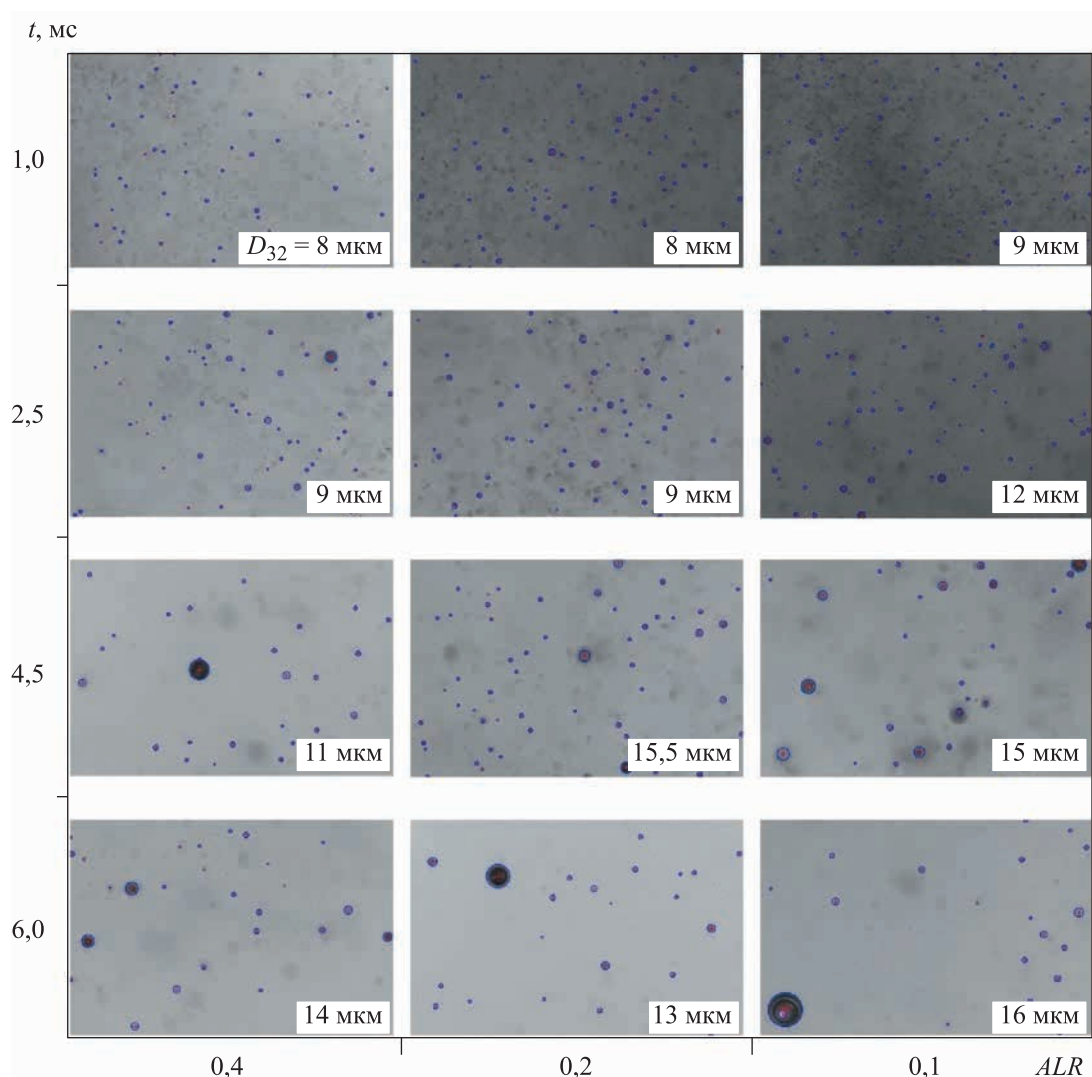


Рис. 13. Теневые изображения капель

зультаты работы [19] для сравнения добавлены в таблицу.

Как можно увидеть по результатам настоящего исследования, уже при $ALR = 0,1$, т. е. в условиях существенно более богатой смеси, достигнуто значение $D_{32} = 12,5$ мкм, что сопоставимо с результатом, полученным в работе [19] при $ALR = 1,5$. Таким образом, предлагаемая система пневматического впрыска с совместным сжатием топлива и воздуха позволяет обеспечить требуемое качество распыливания при меньшем количестве сжатого воздуха.

Заключение

В работе представлены результаты экспериментального исследования характеристик распыливания авиационного керосина, формируемых разработанной системой пневматического

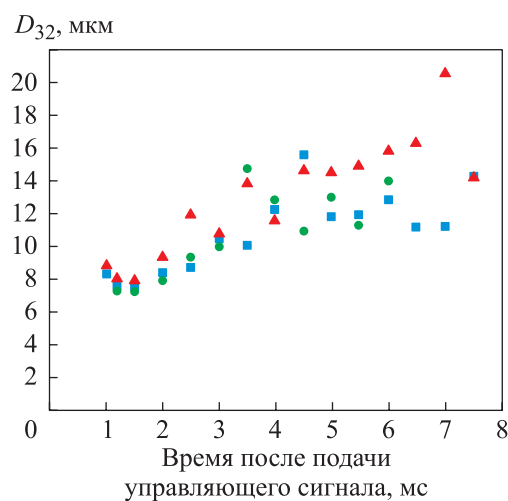


Рис. 14. Зависимость среднего заутеровского диаметра от времени:
 ▲ — $ALR = 0,1$; ■ — $ALR = 0,2$; ● — $ALR = 0,4$

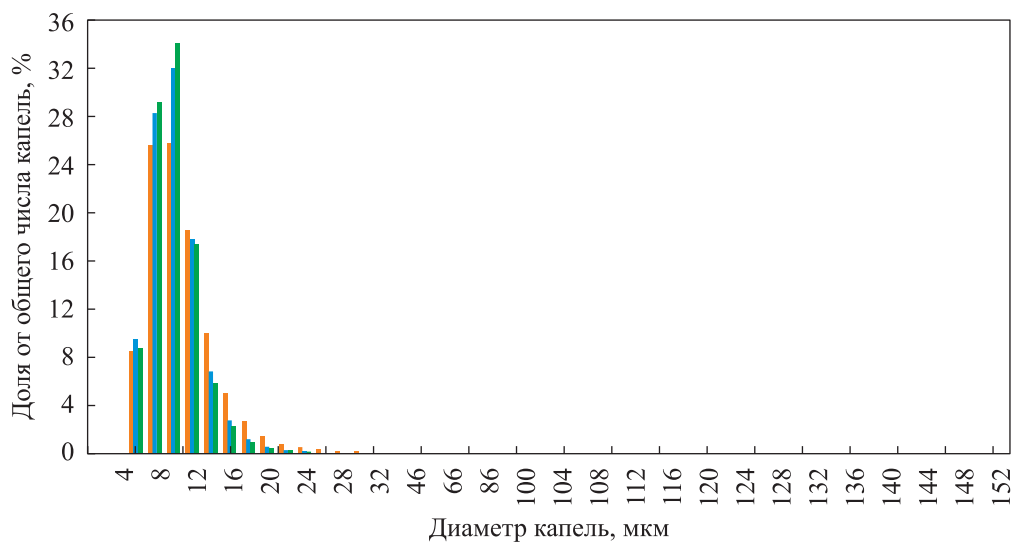


Рис. 15. Гистограмма количественного распределения капель по размеру:

■ — $ALR = 0,1$; ■ — $ALR = 0,2$; ■ — $ALR = 0,4$

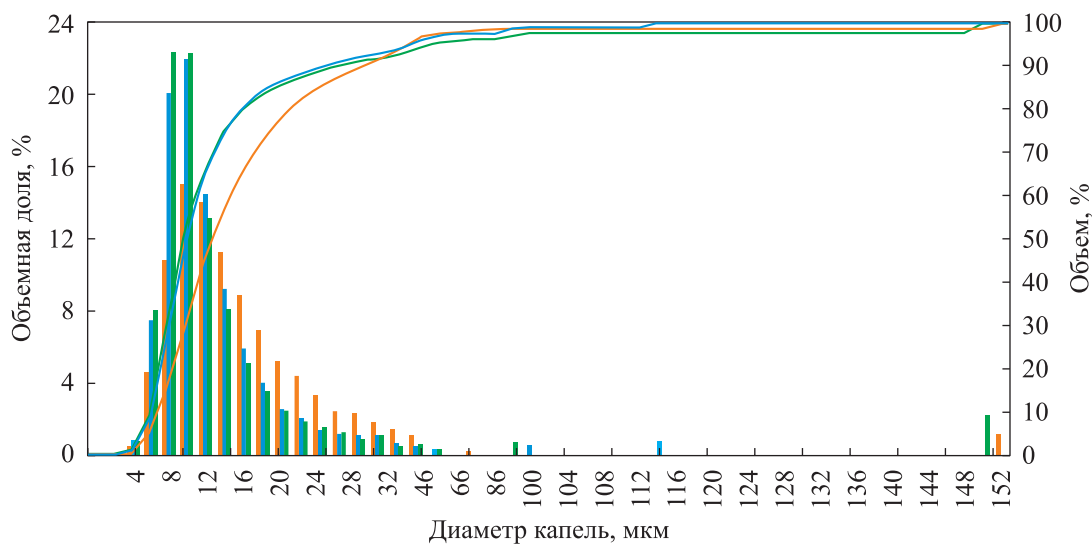


Рис. 16. Дифференциальное (левая ось) и интегральное (правая ось)

объемное распределение капель по размеру:

■ — $ALR = 0,1$; ■ — $ALR = 0,2$; ■ — $ALR = 0,4$

Результаты анализа распределения капель, мкм

ALR	Экспериментальная топливная система				Системы фирмы Orbital
	D_{32}	$Dv10$	$Dv50$	$Dv90$	D_{32}
0,1	12,5	7	13	29	—
0,2	10,3	6	10	25	—
0,4	10,2	6	9	26	—
0,6	—	—	—	—	20
1,0	—	—	—	—	14
1,5	—	—	—	—	12,5

впрыска низкого давления с совместным сжатием топлива и воздуха. Результаты исследований при различных массовых расходных соотношениях воздуха к топливу (ALR) показали следующее.

1. Значения среднего заутеровского диаметра капель составили 10,2 мкм при $ALR = 0,4$, 10,3 мкм при $ALR = 0,2$ и 12,5 мкм при $ALR = 0,1$. Полученные значения не превышают значений, характерных для систем впрыска существующих двигателей с искровым зажиганием, работающих на тяжелых топливах.

2. Продолжительность впрыска для режима при $ALR = 0,1$ (8000 мин⁻¹) и 0,2 (6000 мин⁻¹) составила 1,9 мс, что соответствует приблизительно 90 и 68 град. ПКВ соответственно. Для режима $ALR = 0,4$ (4000 мин⁻¹) впрыск длился примерно 1,6 мс — около 38 град. ПКВ.

3. По результатам измерений была оценена межцикловая воспроизводимость геометрических параметров струи: максимальное значение

коэффициентов вариации глубины проникновения не превысило 10 % для всех режимов. Максимальное значение коэффициента вариации ширины струи составило 10 % для $ALR = 0,4$ и $ALR = 0,2$ и 12 % для $ALR = 0,1$. Насколько такое проявление межцикловой воспроизводимости повлияет на межцикловую стабильность показателей двигателя, можно будет установить с помощью экспериментов на двигателе.

Поскольку качество распыливания, обеспечиваемое разработанной системой во всем исследованном диапазоне $ALR = 0,1 \dots 0,4$, сопоставимо с показателями зарубежных аналогов, можно предположить, что условия для формирования воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка будут не хуже, чем условия в существующих двигателях с искровым зажиганием, работающих на тяжелых топливах. На следующем этапе исследований планируется организовать проведение экспериментов на двигателе.

Литература

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yang B., Zeng K. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116224. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161, art. no. 114124. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Hu J., Liu B., Zhang C. et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Du B., Zhao Z. Numerical prediction of the spray from an air-assisted fuel injection system via Eulerian – Lagrangian approach. *Energy Reports*, 2021, vol. 7, pp. 6718–6732. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.09.128>
- [6] Liu R., Wei M., Yang H. Cold start control strategy for a two-stroke spark-ignition diesel-fuelled engine with air-assisted direct injection. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [7] Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Халилов Э.М., Сакулин Р.Ю. Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. *Двигателестроение*, 2024, № 1(295), с. 81–91.
- [8] Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А. и др. Экспериментальное исследование характеристик распыливания авиационного керосина системой пневматического впрыска высокого давления. *Теплофизика и аэромеханика*, 2024, т. 31, № 5, с. 885–902. <https://doi.org/10.1134/S086986432405007X>
- [9] Гарипов М.Д., Еникеев Р.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Халилов Э.М., Шаяхметов В.А., Мелков А.А. *Способ пневматического впрыска топлива в двигатель внутреннего сгорания*. Патент № 2853718 С1 РФ. Москва, бюл. № 36, 2025.
- [10] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Khalilov E.M., Shayakhmetov V.A. Experimental study of pulsed jets of aviation kerosene formed by the air-assisted injection system of an internal combustion engine. *Russian Aeronautics*, 2025, vol. 68, no. 3, pp. 778–787. <https://doi.org/10.3103/S1068799825030274>

- [11] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Cham, Springer, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [12] Гарипов М.Д., Сакулин Р.Ю., Резванов Д.Р. Характеристики двухтактного двигателя с искровым воспламенением при работе на дизельном топливе. *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*, 2017, т. 21, № 2(76), с. 30–41.
- [13] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005, art. no. 2005-32-0065. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [14] Zhang S., Zhao Z., Wang L. et al. Experimental study on the effects of injection pressure on the combustion in a SI aviation piston engine fueled with kerosene. *Fuel*, 2023, vol. 354, art. no. 128875. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128875>
- [15] Liu R., Huang K., Qiao Y. et al. Effects of low-pressure injection on fuel atomization and mixture formation for heavy fuel engines. *Processes*, 2022, vol. 10, no. 11, art. no. 2276. <https://doi.org/10.3390/pr10112276>
- [16] Du B., Zhao Z., Yang Z., Wang S. Experimental investigation on the effects of fuel–air mixture temperature on the air-assisted kerosene spray characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 324, pt. A, art. no. 124487. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124487>
- [17] Wu H., Zhang F., Zhang Z. Fundamental spray characteristics of air-assisted injection system using aviation kerosene. *Fuel*, 2021, vol. 286, pt. 2, art. no. 119420. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119420>
- [18] Wang D., Yin P., Lei J. et al. Research overview of air-assisted injection technology for aviation heavy fuel. *Journal of Aerospace Power*, 2024, vol. 40, art. no. 20240500. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20240500>
- [19] Wu H., Zhang Z., Wei X., Zhang F. Atomization and droplet dynamics analysis of air-assisted spray under different gas–liquid ratios. *International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS)*, 2021, vol. 1, no. 1, paper 88. <https://doi.org/10.2218/iclass.2021.5851>
- [20] Gobysov O., Ryabov M., Bilsky A. Study of deformation and breakup of submillimeter droplets spray in a supersonic nozzle flow. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10, no. 18, art. no. 6149. <https://doi.org/10.3390/app10186149>
- [21] Du B., Zhao Z. Experimental investigation on the effects of injection parameters on the air-assisted diesel spray characteristics. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2022, vol. 2022, art. no. 6814732. <https://doi.org/10.1155/2022/6814732>
- [22] Gao H., Zhang F., Zhang Z., Wang S., Wu H. Trajectory deviation of target jet of air-assisted spray under different conditions. *Fuel*, 2019, vol. 249, pp. 252–263. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.03.112>
- [23] Ануфриев И.С., Шадрин Е.Ю., Копьев Е.П., Шашыпов О.В., Лещевич В.В. Распыление жидкого топлива высокоскоростной струей водяного пара. *Теплофизика и аэромеханика*, 2020, т. 27, № 4, с. 655–658. <https://doi.org/10.1134/S0869864320040162>
- [24] Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Гобызов О.А. Экспериментальное исследование размеров и скорости капель, формируемых системой пневматического впрыска воды во впускную систему поршневого двигателя внутреннего сгорания, с применением оптических методов. *Теплофизика и аэромеханика*, 2023, т. 30, № 6, с. 1177–1188. <https://doi.org/10.1134/S0869864323060136>

References

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yang B., Zeng K. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116224. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161, art. no. 114124. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Hu J., Liu B., Zhang C. et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Du B., Zhao Z. Numerical prediction of the spray from an air-assisted fuel injection system via Eulerian–Lagrangian approach. *Energy Reports*, 2021, vol. 7, pp. 6718–6732. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.128>

- [6] Liu R., Wei M., Yang H. Cold start control strategy for a two-stroke spark-ignition diesel-fuelled engine with air-assisted direct injection. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [7] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Khalilov E.M., Sakulin R.Yu. Experimental study of the aviation kerosene detonation-free combustion possibility in a four-stroke spark-ignited engine. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 81–91. (In Russ.).
- [8] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A. et al. Experimental study of aviation kerosene atomization by means of a high-pressure compressed-air injection system. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2024, vol. 31, no. 5, pp. 967–982. <https://doi.org/10.1134/S086986432405007X>
- [9] Garipov M.D., Enikeev R.D., Zinnatullin R.F., Khalilov E.M., Shayakhmetov V.A., Melkov A.A. *Sposob pnevmaticheskogo vpryska topliva v dvigatel' vnutrennego sgoraniya* [Method for pneumatic fuel injection into an internal combustion engine]. RF Patent no. 2853718 C1. Moscow, bul. no. 36, 2025. (In Russ.).
- [10] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Khalilov E.M., Shayakhmetov V.A. Experimental study of pulsed jets of aviation kerosene formed by the air-assisted injection system of an internal combustion engine. *Russian Aeronautics*, 2025, vol. 68, no. 3, pp. 778–787. <https://doi.org/10.3103/S1068799825030274>
- [11] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Cham, Springer, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [12] Garipov M.D., Sakulin R.Yu., Rezvanov D.R. Diesel fuel utilization in the two-stroke spark-ignited engine. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, vol. 21, no. 2 (76), pp. 30–41. (In Russ.).
- [13] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005, art. no. 2005-32-0065. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [14] Zhang S., Zhao Z., Wang L. et al. Experimental study on the effects of injection pressure on the combustion in a SI aviation piston engine fueled with kerosene. *Fuel*, 2023, vol. 354, art. no. 128875. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128875>
- [15] Liu R., Huang K., Qiao Y. et al. Effects of low-pressure injection on fuel atomization and mixture formation for heavy fuel engines. *Processes*, 2022, vol. 10, no. 11, art. no. 2276. <https://doi.org/10.3390/pr10112276>
- [16] Du B., Zhao Z., Yang Z., Wang S. Experimental investigation on the effects of fuel–air mixture temperature on the air-assisted kerosene spray characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 324, pt. A, art. no. 124487. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124487>
- [17] Wu H., Zhang F., Zhang Z. Fundamental spray characteristics of air-assisted injection system using aviation kerosene. *Fuel*, 2021, vol. 286, pt. 2, art. no. 119420. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119420>
- [18] Wang D., Yin P., Lei J. et al. Research overview of air-assisted injection technology for aviation heavy fuel. *Journal of Aerospace Power*, 2024, vol. 40, art. no. 20240500. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20240500>
- [19] Wu H., Zhang Z., Wei X., Zhang F. Atomization and droplet dynamics analysis of air-assisted spray under different gas–liquid ratios. *International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS)*, 2021, vol. 1, no. 1, paper 88. <https://doi.org/10.2218/iclass.2021.5851>
- [20] Gobysov O., Ryabov M., Bilsky A. Study of deformation and breakup of submillimeter droplets spray in a supersonic nozzle flow. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10, no. 18, art. no. 6149. <https://doi.org/10.3390/app10186149>
- [21] Du B., Zhao Z. Experimental investigation on the effects of injection parameters on the air-assisted diesel spray characteristics. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2022, vol. 2022, art. no. 6814732. <https://doi.org/10.1155/2022/6814732>
- [22] Gao H., Zhang F., Zhang Z., Wang S., Wu H. Trajectory deviation of target jet of air-assisted spray under different conditions. *Fuel*, 2019, vol. 249, pp. 252–263. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.03.112>
- [23] Anufriev I.S., Shadrin E.Yu., Kop'yev E.P., Shapypov O.V., Leshchevich V.V. Liquid fuel spraying by a high-speed steam jet. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2020, vol. 27, no. 4, pp. 627–630. <https://doi.org/10.1134/S0869864320040162>
- [24] Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Gobysov O.A. Experimental study of sizes and velocities of the droplets produced by a water injection system with a compressed-air atomizer into the intake manifold of an internal combustion engine using optical methods. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2023, vol. 30, no. 6, pp. 1111–1121. <https://doi.org/10.1134/S0869864323060136>

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

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

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

Information about the authors

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

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Мелков А.А., Гарипов М.Д. Экспериментальное исследование струй авиационного керосина, формируемых системой пневматического впрыска для малоразмерного двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2026, № 3(305), с. 59–74.

Citation:

Melkov A.A., Garipov M.D. Experimental study of aviation kerosene jets generated by the air-assisted injection system for a small internal combustion engine. *Engines Construction*, 2026, no. 3(305), pp. 59–74. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436.06:629.3.072

Роботизированный метод диагностики дизельных двигателей на режимах свободного ускорения и выбега на основе динамического анализа для контроля их технического состояния и экологических показателей

В.Н. Ложкин¹, И.В. Сацук²

¹ ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский университет Государственной противопожарной службы МЧС России имени Героя Российской Федерации генерала армии Е.Н. Зиничева», Санкт-Петербург, Российская Федерация

² ФГБОУ ВО Сибирская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, Железногорск, Российская Федерация

Robotic method for diagnosing diesel engines under free acceleration and coast-down conditions based on dynamic analysis for monitoring their technical condition and environmental performance

V.N. Lozhkin¹, I.V. Satsuk²

¹ Saint Petersburg University of the State Fire Service of EMERCOM of Russia named after Hero of the Russian Federation General of the Army E.N. Zinichev, Saint Petersburg, Russian Federation

² Siberian Fire and Rescue Academy of the State Fire Service of EMERCOM of Russia, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Krai, Russian Federation

Актуальность исследования обусловлена требованиями к объективности и воспроизводимости в методологии безразборного диагностирования дизельных двигателей пожарных автомобилей в условиях разнородного парка (от Евро-0 до Евро-5). Существующий инструментальный контроль дымности отработавших газов (ОГ) на режиме свободного ускорения имеет высокую погрешность из-за человеческого фактора, что затрудняет достоверную оценку технического состояния и экологических показателей. Проблема заключается в отсутствии универсального и объективного метода, позволяющего одновременно контролировать дымность ОГ и оценивать мощность двигателя на неустановившихся режимах для выявления механического износа и неисправностей систем нейтрализации. Пути решения этой проблемы включают разработку роботизированного метода, основанного на динамическом анализе режимов свободного ускорения и выбега. Предложена и верифицирована математическая модель, связывающая индикаторную мощность с угловым ускорением коленчатого вала и приведенным моментом инерции вращающихся масс. Для устранения субъективной ошибки применен робот-манипулятор, обеспечивающий стандартизированное выполнение диагностического цикла. Экспериментально определены ключевые параметры модели (суммарный момент инерции, коэффициент потерь) для двигателя Д-240Л. Внедрение роботизации снизило коэффициент вариации измерения дымности с 18,1 до 6,9 %. На основе статистики парка пожарных автомобилей установлен нормативный диапазон дымности (0,12...0,6 м–1) и выведена регрессионная зависимость дымности от пробега. Апробация метода на современном пожарном автомобиле позволила диагностировать закоксовывание клапана системы рециркуляции ОГ.

Ключевые слова: дизельный двигатель, диагностика, свободное ускорение, дымность отработавших газов, динамический анализ, момент инерции, робот-манипулятор, пожарный автомобиль, экологический класс, техническое состояние

The relevance of this study stems from the requirements for objectivity and reproducibility in the methodology for in-place diagnostics of diesel engines of fire trucks in a diverse fleet (from Euro-0 to Euro-5). Existing instrumental monitoring of exhaust smoke in free acceleration mode has a high error rate due to the human factor, which complicates a reliable assessment of the technical condition and environmental indicators. The problem lies in the lack of a universal and objective method for simultaneously monitoring exhaust smoke and assessing engine power in transient modes to identify mechanical wear and malfunctions of the aftertreatment systems. Solutions to this problem include the development of a robotic method based on the dynamic analysis of free acceleration and coast-down modes. A mathematical model linking indicated power with the angular acceleration of the crankshaft and the reduced moment of inertia of the rotating masses is proposed and verified. To eliminate subjective error, a robotic manipulator was used, ensuring a standardized diagnostic cycle. Key model parameters (total moment of inertia, loss coefficient) for the D-240L engine were experimentally determined. The introduction of robotics reduced the coefficient of variation in smoke measurement from 18.1% to 6.9%. Based on fire truck fleet statistics, a standard smoke range ($0.12\text{--}0.6\text{ m}^{-1}$) was established and a regression relationship between smoke and mileage was derived. Testing the method on a modern fire truck made it possible to diagnose coking of the exhaust gas recirculation (EGR) valve.

Keywords: diesel engine, diagnostics, free acceleration, exhaust smoke opacity, dynamic analysis, moment of inertia, robot manipulator, fire truck, environmental class, technical condition

Введение

Динамичное развитие мирового двигателестроения характеризуется непрерывным ужесточением экологических требований к выбросам вредных веществ и парниковых газов [1]. Этим обусловлены повышенные требования к точности и воспроизводимости результатов диагностических экспериментальных исследований (в том числе безразборных) по составу и дымности отработавших газов (ОГ) поршневых двигателей [2]. Особую актуальность эти требования приобретают для парка специальной техники, такой как пожарные машины (ПМ), исправность и экологичность которых

напрямую влияют на эффективность ликвидации чрезвычайных ситуаций и состояние окружающей среды [3].

Авторские статистические исследования распределения ПМ Красноярского края [4] выявили его структурную неоднородность (см. таблицу), представленную техникой экологических классов от Евро-0 до Евро-5.

Данная ситуация формирует две взаимосвязанные проблемы. Первая проблема обусловлена значительной долей устаревшей техники (классы Евро-0–Евро-2). Как показано в авторском исследовании [5], силовые установки такой техники в условиях интенсивной эксплуатации подвержены механическому износу прецизион-

Распределение парка дизельных ПМ Красноярского края с учетом экологического класса

Экологический класс	Количество ПМ, шт.	Доля парка, %	Характерные технологические решения и обязательные системы для достижения норм выбросов дизеля
Евро-0	46	19	Оптимизация процесса сгорания (топливный насос высокого давления, форма камеры сгорания)
Евро-1	36	15	Внедрение окислительных катализаторов (DOC), появление систем рециркуляции ОГ (EGR)
Евро-2	11	4	DOC и EGR, внедрение электронного управления впрыском
Евро-3	41	17	DOC и EGR, система впрыска топлива под высоким давлением (Common Rail)
Евро-4	28	11	DOC, EGR, Common Rail, сажевые фильтры (DPF)
Евро-5	82	34	DOC, EGR, Common Rail, DPF и системы селективной каталитической нейтрализации SCR

ных элементов. Это приводит к росту дымности ОГ, перерасходу топлива и повышенным выбросам [6]. Вторая проблема связана с растущим парком современных ПМ (классы Евро-3–Евро-5), оснащенных сложными электронно-управляемыми системами нейтрализации. Их неисправности, как отмечается в обзоре Д.А. Загарина и др. [7], не только приводят к экстремальному росту выбросов, но и могут создавать прямую пожарную опасность [8].

Основной метод инструментального контроля, регламентированный ГОСТ 33997–2016 «Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки», предполагает измерение дымности ОГ на режиме свободного ускорения (СУ). Однако, как выявлено в исследовании А.В. Гриценко, Г.Н. Салимоненко и М.В. Назарова [9], результаты таких измерений в значительной степени зависят от человеческого фактора при выполнении цикла разгона. Более того, диагностика по кодам неисправностей электронных блоков управления (ЭБУ), как показали исследования А.Ф. Курносова и Ю.А. Гуськова [10], часто недостаточно информативна на неустановившихся режимах работы двигателя, к которым относится и режим СУ.

Физическую основу для создания такого метода закладывает динамический анализ процессов, происходящих в двигателе на режиме СУ. Фундаментальные работы по динамическому силовому анализу, такие как исследование Aung Ko Latt и Than Naing Win [11], посвященное анализу коленчатых валов, показывают, что при высоких угловых ускорениях силы и моменты инерции масс двигателя становятся определяющими. Это позволяет интерпретировать режим СУ как диагностический, где инерционная нагрузка моделирует внешний момент.

Важно отметить контекст современных исследований в области экологичности ДВС. Фундаментальные работы, подобные моделированию сажеобразования В.А. Лиханова, О.П. Лопатина и А.Н. Козлова [12], обеспечивают глубокое понимание процессов, но требуют детальных входных данных. Прикладные исследования, например, оценка влияния состава топлива на дымность, проведенные В.А. Марковым с соавторами [13], или сравнительный анализ выбросов в работах О.В. Ложкиной и К.Б. Мальчикова [14, 15], формируют важную

эмпирическую базу. Однако для оперативной диагностики существующего парка необходим метод, позволяющий отслеживать динамику состояния конкретного двигателя на основе объективных, воспроизводимых измерений.

Роботизация процесса нагружения двигателя в режиме СУ путем минимизации влияния на данные измерения дымности ОГ человеческого фактора позволит повысить объективность контроля экологической безопасности и диагностирования исправного состояния дизельных ПМ с помощью авторского роботоманипулятора [16].

Цель настоящего исследования — разработка и обоснование роботизированного инструментального метода диагностики дизельных двигателей ПМ на основе динамического анализа режимов свободного ускорения и выбега для объективного контроля их технического состояния и экологических показателей.

Методы исследования

Для достижения поставленной цели в работе применен комплекс взаимодополняющих теоретических, экспериментальных и статистических методов.

Экспериментальные исследования на нагрузочном стенде были организованы и проведены в ООО «ЦНИТА» (Санкт-Петербург) [17]. Работа была выполнена в два этапа.

Для исследования динамики СУ использовали полноразмерный дизельный двигатель Д-240Л (4Ч 11/12,5). Для воспроизводимого формирования режима свободного ускорения применяли электромеханический привод с ЭБУ, обеспечивающий автоматизированное перемещение рычага топливного насоса высокого давления (УТН-5).

Для валидации модели двигатель Д-240Л был установлен на моторный тормозной стенд с гидравлическим тормозом, оснащенный системой измерения крутящего момента и частоты вращения.

Основу метода составило применение аппарата динамического анализа на основе второго закона Ньютона для вращательного движения. В качестве фундаментальной зависимости была принята математическая формализация индикаторной мощности $N_{с,у}$ развиваемой двигателем при преодолении инерционных нагрузок на режиме свободного ускорения:

$$N_{c,y} = (I_b + I_m + I'_{ш} + I'_c + I'_{к.п})\varepsilon\omega + f\omega^2, \quad (1)$$

где I_b — момент инерции коленчатого вала, кг · м²; I_m — момент инерции маховика, кг · м²; $I'_{ш}$ — приведенный момент инерции шатунов и элементов поршневой группы, кг · м²; I'_c — приведенный момент инерции дисков сцепления, кг · м²; $I'_{к.п}$ — приведенный момент инерции первичного вала коробки передач, кг · м²; ε — угловое ускорение вращения коленчатого вала двигателя, рад/с²; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с; f — коэффициент, обобщенно учитывающий потери на вязкое трение, Н · м · с.

Ключевым инженерным решением стала разработка методики расчета приведенных моментов инерции деталей кривошипно-шатунного механизма относительно оси коленчатого вала.

Для шатуна и поршневой группы применяли метод приведения масс, согласно которому массу шатуна $m_{ш}$ заменяют двумя сосредоточенными массами: $m_{ш.п}$ — масса, сосредоточенная в центре поршневого пальца и совершающая возвратно-поступательное движение; $m_{ш.в}$ — масса, сосредоточенная в центре кривошипной головки и совершающая вращательное движение.

Значения этих масс определяют по формулам

$$m_{ш.п} = m_{ш} \left(\frac{l_k}{l_{ш}} \right), \quad m_{ш.в} = m_{ш} \left(\frac{l_p}{l_{ш}} \right), \quad (2)$$

где $l_{ш}$ — длина шатуна, м; l_k и l_p — расстояния от центров масс до соответствующей головки, м.

Приведенный момент инерции для поступательно движущихся масс одного цилиндра $I'_{ш.п}$ находят по формуле приведения к вращательному движению

$$I'_{ш.п} = (m_p + m_{ш.п})R^2,$$

где m_p — масса поршня с кольцами и пальцем, кг; R — радиус кривошипа, м.

Для коленчатого вала и маховика момент инерции рассчитывали на основе их геометрических моделей. Применяли метод разбиения на простые геометрические тела (цилиндры, параллелепипеды, кольца) с последующим суммированием их моментов инерции относительно общей оси вращения по теореме Гюйгенса — Штейнера:

$$I = I_0 + md^2,$$

где I_0 — момент инерции тела относительно собственной центральной оси, кг · м²; m — масса тела, кг; d — расстояние между осями, м.

Таким образом, уравнение (1) представляет собой динамическую модель двигателя как системы твердых тел, где индикаторный крутящий момент уравнивается суммой моментов сил инерции и трения.

Для измерения эффективной мощности двигатель Д-240Л выводили на тормозном стенде на установившийся (стационарный) режим, при котором частота вращения коленчатого вала $n_{ст}$ соответствовала максимальной частоте n_{max} , достигаемой этим же двигателем в режиме СУ. Измеряли крутящий момент M_e и частоту вращения, по которым вычисляли максимальную эффективную мощность N_e :

$$N_e = \frac{M_e n_{ст}}{9549}.$$

Для оценки мощности механических потерь на установившемся режиме подачу топлива прекращали и двигатель переводили в режим принудительного проворачивания от стендового привода. Измеряемый в этом режиме крутящий момент $M_{тр}$ эквивалентен моменту механических потерь на трение. Соответствующую мощность механических потерь $N_{тр}$ рассчитывали аналогично (2).

Индикаторная мощность N_i на режиме n_{max} равна сумме

$$N_i = N_e + N_{тр}.$$

Мощность потерь, представленная в модели (1) слагаемым $f\omega^2$, была приравнена к экспериментально определенной $N_{тр}$. Это позволило вычислить коэффициент f для конкретного двигателя:

$$f = \frac{N_{тр}}{\omega^2}, \quad (3)$$

где $\omega = \pi n_{max} / 30$.

Полученное значение f использовали как калибровочную константу в модели (1) для двигателей аналогичной конструкции.

Рассчитанное по (3) значение f и измеренное угловое ускорение ε подставляли в модель (1). Совпадение полученного значения $N_{c,y}$ с экспериментальной индикаторной мощностью N_i

в пределах допустимой погрешности подтвердило корректность уравнения (1) и правомерность его использования для оценки мощности в условиях эксплуатации ПМ.

Гипотезу о законе распределения дымности ОГ проверяли по критерию Колмогорова (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,05$). Корреляционно-регрессионный анализ (метод наименьших квадратов) использовали для установления связи дымности ОГ с общим пробегом и другими параметрами. Для анализа связи расчетной мощности с эмиссионными показателями применяли аппарат уравнений множественной регрессии.

Разработанный алгоритм диагностики для ПМ включал: роботизированное выполнение СУ и измерение дымности ОГ; определение ε и ω по данным тахометра или ЭБУ; расчет $N_{с.у}$ по модели (1) с использованием предварительно рассчитанных значений I и f ; сравнение дымности ОГ k и мощности $N_{с.у}$ с эталонными значениями (нормативный диапазон, зависимость от пробега, паспортная характеристика). Совокупность отклонений интерпретировали с помощью матрицы через матрицу диагностических признаков.

Результаты исследования и их обсуждение

Настоящее исследование было направлено на разработку и обоснование роботизированного метода динамической диагностики дизельных двигателей ПМ. Результаты представлены в трех взаимосвязанных блоках: анализ эксплуатационного состояния парка ПМ; экспериментальная валидация динамической модели и определение коэффициентов; практическая апробация роботизированного метода.

По результатам инструментального обследования парка дизельных ПМ Красноярского края был получен массив данных, включающий результаты 39 измерений дымности ОГ в режиме СУ для автомобилей экологических классов Евро-4 и Евро-5 (рис. 1).

На основе правила трех сигм был установлен типичный диапазон дымности для технически исправных ПМ: от 0,12 до 0,6 м⁻¹ ($\bar{k} \pm 3\sigma$). Данный диапазон служит оперативной нормой для превентивного диагностирования.

Для выявления зависимости дымности от степени износа силовой установки и определе-

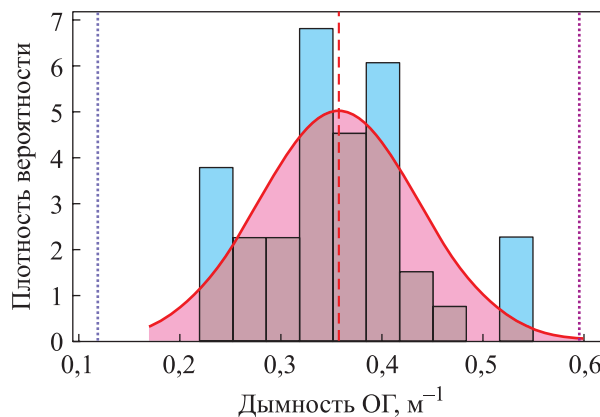


Рис. 1. Плотность нормального распределения вероятности дымности ОГ дизелей ПМ стандартов Евро-4 и Евро-5 в режиме СУ:

— нормальное распределение; ■ гистограмма данных; - - - выборочное среднее 0,36; верхняя граница $3\sigma = 0,60$; нижняя граница $3\sigma = 0,12$; ■ область 3σ (теоретически 99,7 % данных)

ния возможных областей перерасхода топлива была проанализирована связь дымности ОГ с общим пробегом ПМ $S_{общ}$. Аппроксимация данных линейной моделью позволила получить регрессионную зависимость с высоким коэффициентом детерминации (рис. 2).

Полученная модель служит эталонной кривой износа, позволяя для конкретной ПМ рассчитать ожидаемую дымность ОГ исходя из наработки двигателя ПМ. Отклонение фактического значения более чем на 0,6 м⁻¹ или значительное превышение фактического значения

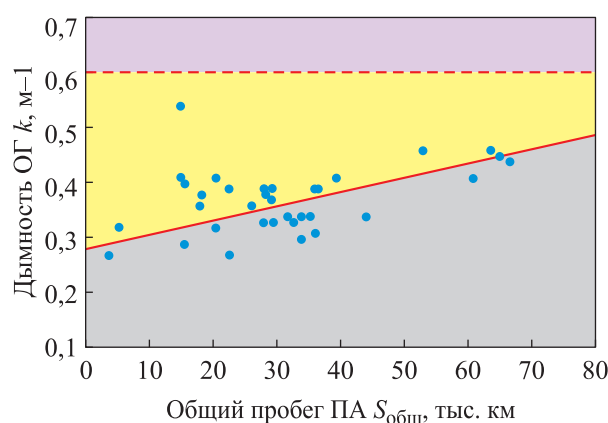


Рис. 2. Регрессионная модель зависимости дымности ОГ от пробега:

• экспериментальные данные; — регрессионная модель $k = (2,58e - 0,6)S + 0,281$; ■ область повышенного расхода; ■ аномальная дымность ($> 0,6 \text{ м}^{-1}$); - - - предел нормальной дымности ($0,6 \text{ м}^{-1}$)

над расчетным, полученным по формуле регрессионной модели, служит диагностическим признаком неисправности, не связанной с естественным износом.

Установленная корреляция между дымностью ОГ и $S_{\text{общ}}$ опосредованно через перерасход топлива создает основу для количественной оценки экологического следа парка. Поскольку дымность прямо коррелирует с выбросами сажи (черного углерода), являющегося сильным климатическим загрязнителем, динамика дымности ОГ по парку ПМ позволяет прогнозировать совокупные эмиссии твердых частиц и их вклад в углеродный след в CO_2 -эквиваленте.

В результате проведенного комплекса исследований с двигателем Д-240Л определены ключевые параметры для реализации динамической модели (1).

Инженерный расчет моментов инерции всех вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенных к оси коленчатого вала, выполненный на основе конструкторской документации и массогабаритных характеристик деталей двигателя, показал, что суммарный момент инерции деталей двигателя Д-240Л равен $1,34 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для режима с $n_{\text{max}} = 2200 \text{ об/мин}$ ($\omega = 230,4 \text{ рад/с}$) определена мощность механических потерь $N_{\text{тр}} = 8,7 \text{ кВт}$. На основе этого значения рассчитан коэффициент, обобщенно учитывающий мощность потерь на вязкое трение $f = 0,164 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, а индикаторная мощность на режиме n_{max} составила $67,7 \text{ кВт}$.

В ходе эксперимента на том же двигателе в режиме СУ зафиксированы угловое ускорение $\varepsilon = 97,7 \text{ рад/с}^2$ и угловая скорость $\omega = 230,4 \text{ рад/с}$. Подстановка этих значений в модель (1) дает мощность на режиме свободного ускорения $N_{\text{с.у}} = 38,9 \text{ кВт}$.

Полученное значение представляет собой ту часть полной индикаторной мощности N_i , которая в конкретный момент разгона расходуется на преодоление инерции вращающихся масс и компенсацию механических потерь. Таким образом, модель (1) устанавливает прямую количественную связь между измеряемыми параметрами переходного процесса ε , ω и энергетическими затратами двигателя, что служит основой для косвенной оценки его индикаторной мощности в условиях эксплуатации.

Дальнейшее построение динамической характеристики мощности на режиме СУ и внешней скоростной характеристикой двигателя

Д-240Л по расстоянию между кривыми позволит диагностировать неисправности ПМ. Резкое изменение расстояния между кривыми при неизменной мощности потерь на трение f свидетельствует о снижении способности развивать индикаторный момент, указывая на проблемы со сгоранием топлива (неисправности насоса, форсунок, наддува), а изменение градиента роста динамической характеристики мощности на режиме СУ указывает на рост механических потерь.

Последующая апробация модели с использованием робота-манипулятора благодаря способности равномерно и стабильно воздействовать как на механическую педаль топливоподачи, так и на электронный акселератор обеспечила строгое соблюдение регламента выполнения режима СУ и исключение субъективного человеческого фактора, что подтверждается снижением коэффициента вариации результатов измерения с 18,1 до 6,9 %.

Данный подход делает метод универсальным и применимым ко всему технологически неоднородному парку ПМ.

Для двигателей ПМ класса Евро-0–Евро-2 роботизация позволяет устранить главный источник погрешности при диагностике по дымности, повышая достоверность выявления износа.

Для двигателей с электронным управлением (Евро-3–Евро-5) равномерное воздействие на электронный акселератор позволяет получать стабильные данные от ЭБУ и систем датчиков, что критически важно для корректного расчета динамических параметров ε , ω и последующего применения модели (1).

Практическая апробация на ПМ АЦ 3,2-40/4 с электронным управлением двигателем (Cummins 6ISBe210) подтвердила эффективность этого подхода. Именно стабильность воздействия робота позволила зафиксировать воспроизводимые отклонения, указывающие на закоксовывание клапана EGR.

Согласно авторским исследованиям [18], экономическое моделирование потенциального эффекта для парка дизельных ПМ Красноярского края, основанное на факторе экономии топлива за счет оптимизации регулировок по результатам диагностики, позволяет прогнозировать годовой экономический эффект в размере 3,92 млн руб. Более того, предотвращенный ежегодный перерасход топлива оценивается

в 64,6 т. С учетом прямой корреляции расхода топлива и выбросов CO₂ это также означает значимое снижение углеродного следа парка специальной техники.

Заключение

На основе статистического анализа парка ПМ установлен типичный диапазон дымности ОГ для исправной техники (0,12...0,6 м⁻¹) и выявлена корреляционная зависимость дымности ОГ от пробега, формирующая эталонную кривую износа.

Разработана и верифицирована динамическая модель мощности в режиме свободного ускорения. Для двигателя Д-240Л определены ключевые константы: приведенный момент инерции и коэффициент потерь.

Внедрение робота-манипулятора для стандартизации процедуры СУ позволило снизить коэффициент вариации результатов измерения дымности с 18,1 до 6,9 %, обеспечив получение стабильных и воспроизводимых данных.

Практическая апробация комплексного метода подтвердила его высокую диагностическую чувствительность, позволив выявить неисправность системы EGR на ранней стадии.

Разработанный метод формирует методологическую основу для решения актуальных задач на стыке пожарной и экологической безопасности, обеспечивая интегральный контроль технического состояния и соответствия нормативам выбросов, а также формируя основу для управления углеродным следом парка пожарных автомобилей.

Литература

- [1] Трофименко Ю.В., Филиппова Р.В., Феньков И.А. Зарубежный опыт внедрения электробусного транспорта в мегаполисах: переход на низкоуглеродные транспортные средства. *Мир транспорта и технологических машин*, 2025, № 2–1(89), с. 87–92. [https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-2-1\(89\)-87-92](https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-2-1(89)-87-92)
- [2] Корнилов Г.С., Голосов А.С., Зуев Н.С., Федоров В.А. Обзор и анализ испытательного оборудования на базе одноцилиндрового отсека для доводки рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 3–13.
- [3] Галимова К.Р. Экологическая безопасность в эксплуатации пожарной и аварийно-спасательной техники. *Тенденции развития науки и образования*, 2024, № 108-10, с. 27–29. <https://doi.org/10.18411/trnio-04-2024-530>
- [4] Сацук И.В. Закономерности распределения и технического состояния эксплуатируемых пожарных автомобилей по показателям конструктивной безопасности силовых установок. *Сибирский пожарно-спасательный вестник*, 2022, № 2 (25), с. 31–38.
- [5] Гавкалюк Б.В., Ложкин В.Н., Смирнов А.С. Теория и практика обеспечения безопасности применения в условиях чрезвычайных ситуаций силовых установок пожарных автомобилей 4–5 поколений. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2023, № 2 (66), с. 8–15.
- [6] Иванов К.С., Реснянский С.Г., Мороз Н.А. Влияние динамических нагрузок на прочность деталей машин и режимы движения пожарных автомобилей. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2022, № 3, с. 75–80. <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2022-3-75-80>
- [7] Загарин Д.А., Лагузин А.Б., Кондратьев Д.В., Агапов В.В. Современные методы испытаний транспортных средств на экологическую безопасность. *Труды НАМИ*, 2022, № 2 (289), с. 34–40. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-2-34-40>
- [8] Дейнека Е.Г., Ложкина О.В. Анализ и обобщение статистических и исследовательских данных по пожарам автотранспортных средств, обусловленным пожароопасным режимом работы термokatалитических систем. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2024, № 3 (71), с. 107–122. <https://doi.org/10.61260/1998-8990-2024-3-107-122>
- [9] Гриценко А.В., Салимоненко Г.Н., Назаров М.В. Разработка способа тестового диагностирования двигателя внутреннего сгорания на основе анализа состава отработавших газов. *Электротехнологии и электрооборудование в АПК*, 2020, т. 67, № 1 (38), с. 104–110.
- [10] Курносов А.Ф., Гуськов Ю.А. Определение мощности двигателя внутреннего сгорания с топливной системой Common Rail при работе в режиме свободного разгона. *Дальневосточный аграрный вестник*, 2024, т. 18, № 4, с. 92–103. <https://doi.org/10.22450/1999-6837-2024-18-4-92-103>
- [11] Aung Ko Latt, Than Naing Win. Dynamic force analysis of diesel engine crankshaft. *Iconic Research and Engineering Journals*, 2019, vol. 3, no. 2, pp. 606–611. URL: <https://www.irejournals.com/paper-details/1701601> (дата обращения 15.06.2026).

- [12] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н. Моделирование сажеобразования в цилиндре дизеля. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, т. 25, № 1, с. 47–59. <https://doi.org/10.18721/JEST.25105>
- [13] Марков В.А., Деяннин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А. Исследование работы дизельного двигателя на смесевых и эмульгированных биотопливах с добавками рапсового масла. *Двигателестроение*, 2023, № 1 (291), с. 70–90. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [14] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 21–32. EDN: ERMGPO
- [15] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ пробеговых выбросов автомобилей на различных видах топлива при дорожных заторах. *Вестник гражданских инженеров*, 2024, № 2 (103), с. 133–143.
- [16] Галайко В.В., Ложкин В.Н., Сацук И.В. Устройство изменения скоростного режима дизеля при измерении дымности отработавших газов. Патент № 226702 U1 РФ. Москва, бюл. № 17, 2024.
- [17] Гавкалюк Б.В., Ложкин В.Н. Диагностика мобильных средств пожарной охраны с помощью робота-манипулятора динамического нагружения двигателя. *Проблемы управления рисками в техносфере*, 2025, № 1 (73), с. 41–49. <https://doi.org/10.61260/1998-8990-2025-1-41-49>
- [18] Ложкин В.Н., Сацук И.В. Диагностирование дизельных пожарных автомобилей с использованием автоматизированного метода контроля их экологической безопасности в эксплуатации. *Мир транспорта и технологических машин*, 2025, № 4 (91), с. 52–58. [https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-4\(91\)-52-58](https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-4(91)-52-58)

References

- [1] Trofimenko Yu.V., Filippova R.V., Fen'kov I.A. Foreign experience in the implementation of electric bus transport in megacities: switching to low-carbon vehicles. *World of Transport and Technological Machines*, 2025, no. 2–1(89), pp. 87–92. (In Russ.). [https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-2-1\(89\)-87-92](https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-2-1(89)-87-92)
- [2] Kornilov G.S., Golosov A.S., Zuyev N.S., Fedorov V.A. Review and analysis of test equipment based on a single-cylinder unit for refining the working process of internal combustion engines. *Engines Construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 3–13. (In Russ.).
- [3] Galimova K.R. Environmental safety in the operation of fire and emergency rescue equipment. *Tendentsii razvitiya nauki i obrazovaniya*, 2024, no. 108–10, pp. 27–29. (In Russ.). <https://doi.org/10.18411/trnio-04-2024-530>
- [4] Satsuk I.V. Regularities of distribution and actual condition of operated fire trucks according to structural safety indicators of power plants. *Siberian Fire and Rescue Bulletin*, 2022, no. 2(25), pp. 31–38. (In Russ.).
- [5] Gavkalyuk B.V., Lozhkin V.N., Smirnov A.S. Theory and practice of ensuring the safe use of fourth- and fifth-generation fire truck power plants under emergency conditions. *Problems of Technosphere Risk Management*, 2023, no. 2(66), pp. 8–15. (In Russ.).
- [6] Ivanov K.S., Resnyanskiy S.G., Moroz N.A. Influence of dynamic loads on the strength of machine parts and driving modes of fire trucks. *Izvestiya Tula State University. Technical Sciences*, 2022, no. 3, pp. 75–80. (In Russ.). <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2022-3-75-80>
- [7] Zagarin D.A., Laguzin A.B., Kondrat'yev D.V., Agapov V.V. Modern methods of testing vehicles for environmental safety. *NAMI Proceedings*, 2022, no. 2 (289), pp. 34–40. (In Russ.). <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-2-34-40>
- [8] Deyneka E.G., Lozhkina O.V. Analysis and review of statistical DATA and research results on fires in motor vehicles caused by fire hazardous exploitation of thermocatalytic systems. *Problems of risk management in the technosphere*, 2024, no. 3 (71), pp. 107–122. (In Russ.). <https://doi.org/10.61260/1998-8990-2024-3-107-122>
- [9] Gritsenko A.V., Salimonenko G.N., Nazarov M.V. Design of a method for test diagnostics of an internal combustion engine based on the analysis of the exhaust gas composition. *Electrical engineering and electrical equipment in agriculture*, 2020, vol. 67, no. 1 (38), pp. 104–110. (In Russ.).
- [10] Kurnosov A.F., Gus'kov Yu.A. Calculating the power of an internal combustion engine with a Common Rail fuel system when operating in free acceleration mode. *Dal'nevostochnyy agrarnyy vestnik*, 2024, vol. 18, no. 4, pp. 92–103. (In Russ.). <https://doi.org/10.22450/1999-6837-2024-18-4-92-103>
- [11] Aung Ko Latt, Than Naing Win. Dynamic Force Analysis of Diesel Engine Crankshaft. *Iconic Research and Engineering Journals*, 2019, vol. 3, no. 2, pp. 606–611. Available at: <https://www.irejournals.com/paper-details/1701601> (accessed June 15, 2026).

- [12] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N. Modeling soot formation in cylinder of diesel engine. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2019, vol. 25, no. 1, pp. 47–59. (In Russ.). <https://doi.org/10.18721/JEST.25105>
- [13] Markov V.A., Devyanin S.N., Sa Bowen, Normurodov A.A. Investigation of diesel engine operation on mixed and emulsified biofuels with rapeseed oil additives. *Engines Construction*, 2023, no. 1 (291), pp. 70–90. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.70-90>
- [14] Lozhkina O.V., Mal'chikov K.B. Comparative analysis of pollutant content in the exhaust gases of small vessel and automotive power plants. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 21–32. (In Russ.). EDN: ERMGPO
- [15] Lozhkina O.V., Mal'chikov K.B. Comparative analysis of mileage emissions of vehicles using various types of fuel in traffic jam. *Bulletin of Civil Engineers*, 2024, no. 2 (103), pp. 133–143. (In Russ.).
- [16] Galayko V.V., Lozhkin V.N., Satsuk I.V. *Ustroystvo izmeneniya skorostnogo rezhima dizelya pri izmerenii dymnosti otrabotavshikh gazov* [Device for changing the diesel engine speed mode when measuring exhaust gas opacity]. RF Patent no. 226702 U1. Moscow, bul. no. 17, 2024. (In Russ.).
- [17] Gavkalyuk B.V., Lozhkin V.N. Diagnostics of mobile fire protection equipment using a dynamic engine loading robot-manipulator. *Problems of Risk Management in the Technosphere*, 2025, no. 1 (73), pp. 41–49. (In Russ.). <https://doi.org/10.61260/1998-8990-2025-1-41-49>
- [18] Lozhkin V.N., Satsuk I.V. Diagnostics of diesel fire trucks using an automated method for monitoring their environmental safety in operation. *World of Transport and Technological Machines*, 2025, no. 4(91), pp. 52–58. (In Russ.). [https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-4\(91\)-52-58](https://doi.org/10.33979/2073-7432-2025-4(91)-52-58)

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

Ложкин Владимир Николаевич — доктор технических наук, профессор кафедры пожарной, аварийно-спасательной техники и автомобильного хозяйства Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: vnlojkin@yandex.ru

Сацук Иван Владимирович — старший преподаватель кафедры пожарной и аварийно-спасательной техники Сибирской пожарно-спасательной академии Государственной противопожарной службы МЧС России, Железногорск, Красноярский край, Российская Федерация. E-mail: satsukiv@sibpsa.24.mchs.gov.ru

Information about the authors

Lozhkin Vladimir Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Fire and Rescue Equipment and Automotive Engineering, Saint Petersburg University of the State Fire Service of EMERCOM of Russia, Saint Petersburg, Russian Federation. E-mail: vnlojkin@yandex.ru

Satsuk Ivan Vladimirovich — Senior Lecturer, Department of Fire and Rescue Equipment, Siberian Fire and Rescue Academy of the State Fire Service of EMERCOM of Russia, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Krai, Russian Federation. E-mail: satsukiv@sibpsa.24.mchs.gov.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ложкин В.Н., Сацук И.В. Роботизированный метод диагностики дизельных двигателей на режимах свободного ускорения и выбега на основе динамического анализа для контроля их технического состояния и экологических показателей. *Двигателестроение*, 2026, № 3(305), с. 75–83.

Citation:

Lozhkin V.N., Satsuk I.V. Robotic method for diagnosing diesel engines under free acceleration and coast-down conditions based on dynamic analysis for monitoring their technical condition and environmental performance. *Engines Construction*, 2026, no. 3(305), pp. 75–83. (In Russ.).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 621.43.068.4

К вопросу о повышении живучести войсковых фортификационных сооружений за счет снижения демаскирующих признаков их дизельных электростанций

В.О. Сайданов¹, С.Н. Кирюхин²

- ¹ Военный институт (Железнодорожных войск и военных сообщений)
ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения
имени генерала армии А.В. Хрулёва», Санкт-Петербург, Российская Федерация
² ООО «Невская энергетика», Санкт-Петербург, Российская Федерация

On improving the survivability of military fortifications by reducing the detectability signatures of their diesel power plants

V.O. Saidanov¹, S.N. Kiryukhin²

- ¹ Military Institute (Railway Troops and Military Communications),
Military Academy of Logistics named after General of the Army A.V. Khrulev,
Saint Petersburg, Russian Federation
² Nevskaya Energetika LLC, Saint Petersburg, Russian Federation

Повышение живучести войсковых фортификационных сооружений может быть достигнуто, в том числе, за счет снижения демаскирующих признаков газовыпускных трактов автономных дизельных электростанций. На основе анализа состава отработавших газов дизелей, их демаскирующих признаков, а также способов улучшения экологических и маскировочных характеристик обосновано применение перспективной малозатратной технологии жидкостной нейтрализации, прошедшей проверку на экспериментальном стенде. Объектами экспериментальных исследований выбраны широко используемые в Вооруженных Силах Российской Федерации дизельные двигатели 4Д 10,8/12,7 (ЯАЗ-204) и 4Ч 11/13 (Д65А-1), работающие в составе дизельных электростанций. Программа исследований предусматривала проведение двухфакторного эксперимента по оценке изменения дымности отработавших газов дизелей в зависимости от нагрузочного режима и расхода воды, распыляемой в газовыпускной тракт. По результатам экспериментальных исследований предложена комбинированная система снижения демаскирующих признаков газовыпуска, которая может применяться в войсковых фортификационных сооружениях.

Ключевые слова: дизельный двигатель, отработавшие газы, газовыпускной тракт, демаскирующие признаки, дымность, жидкостная нейтрализация

The survivability of military fortifications can be improved by reducing the detectability signatures produced by the exhaust systems of autonomous diesel power plants. Based on an analysis of diesel exhaust-gas composition, its detectability signatures, and methods for improving the environmental and camouflage characteristics of diesel engines, a promising low-cost liquid-neutralization technology was substantiated and tested on an experimental bench. The experimental objects were the 4D 10.8/12.7 (YaAZ-204) and 4Ch 11/13 (D65A-1) diesel engines, which are widely used by the Armed Forces of the Russian Federation as part of diesel power plants. The research program included a two-factor experiment to assess changes in diesel exhaust-gas opacity depending on engine load and the flow rate of water sprayed into the exhaust tract. Based on the experimental results, a combined system for reducing the detectability signatures of diesel exhaust was proposed for use in military fortifications.

Keywords: diesel engine, exhaust gases, exhaust tract, detectability signatures, smoke opacity, liquid neutralization

Введение

Войсковые фортификационные сооружения — котлованные, наземные и подземные — являются важным средством обеспечения боевой деятельности войск и повышения их живучести на позициях и в районах расположения. Они повышают эффективность применения оружия и военной техники, устойчивость управления войсками, а также обеспечивают защиту личного состава от современных средств поражения [1].

Функционирование войсковых фортификационных сооружений (ВФС) невозможно без систем автономного электроснабжения, основными функциональными элементами которых являются автономные источники энергии (АИЭ). В настоящее время в качестве АИЭ благодаря ряду известных преимуществ широко применяются дизельные электроагрегаты (ДЭА) и дизельные электростанции (ДЭС) [2].

Одними из основных демаскирующих признаков ВФС являются выбросы в атмосферу отработавших газов (ОГ) ДЭА и ДЭС через газоразборные тракты (ГРТ). Опыт современных вооруженных конфликтов показывает, что для ведения инженерной разведки активно применяются беспилотные летательные аппараты, оснащенные не только средствами визуального наблюдения, но также тепловизорами и газоанализаторами. Такое оборудование позволяет обнаруживать оголовки ГРТ ВФС, которые после выявления могут стать целями высокоточного оружия.

Таким образом, повышение живучести ВФС может быть обеспечено, в том числе, за счет снижения демаскирующих признаков ГРТ ДЭА и ДЭС, к которым относятся тепловое излучение, парение, шум и наличие специфических веществ в составе ОГ. В связи с этим разработка способов и средств снижения демаскирующих признаков газоразборки дизельных двигателей в условиях ВФС является актуальной и сложной научно-технической задачей.

Авторы статьи на протяжении длительного времени проводят исследования, направленные на совершенствование тактико-технических и экологических характеристик АИЭ объектов военной инфраструктуры и объектов двойного назначения в интересах органов военного управления Министерства обороны Российской Федерации, других силовых ведомств и гражданских отраслей. В ходе выполненных исследований

накоплен опыт разработки перспективных способов и средств снижения демаскирующих признаков газоразборки дизельных двигателей [3, 4], отдельные из которых могут быть применены в ДЭА и ДЭС войсковых фортификационных сооружений.

Состав и демаскирующие признаки отработавших газов дизелей. Анализ способов и средств их снижения

Количество, состав и свойства ОГ определяются свойствами топлива и окислителя, а также режимом работы двигателя, обуславливающим совокупность физико-химических процессов, протекающих в его цилиндрах и газоразборном тракте.

При использовании углеводородных топлив и атмосферного воздуха ОГ дизелей состоят преимущественно из продуктов полного сгорания горючей массы топлива и избыточного воздуха. Диоксид углерода и водяной пар относят к нетоксичным компонентам ОГ. По элементному составу они образованы теми же химическими элементами — О, Н, С и N, — которые входят в состав воздуха и топлива. При этом ОГ отличаются от атмосферного воздуха повышенным содержанием CO_2 и водяного пара и пониженной концентрацией кислорода.

Незначительную часть объема ОГ — от 0,02 до 1 % — составляют продукты разложения и неполного сгорания топлива и содержащихся в нем присадок, а также оксиды азота [5].

Качественный состав вредных и демаскирующих компонентов для различных типов дизелей и режимов их работы в целом одинаков. Он определяется химическим составом топлива, окислителя и смазочного масла. Вредные компоненты ОГ дизелей принято разделять на две группы:

1) компоненты, содержание которых нормируется стандартами на двигатели: оксиды азота (NO_x), твердые частицы, оксид углерода (СО), углеводороды (C_xH_y);

2) компоненты, содержание которых стандартами не нормируется, но опасность которых общепризнана: оксиды серы (SO_x), альдегиды и др. [6].

Количественные данные о содержании вредных компонентов в ОГ дизелей различного назначения приведены, например, в работах [6, 7].

Содержание нормируемых компонентов в ОГ определяется конструктивным совершен-

ством двигателя, особенностями рабочего процесса и его техническим состоянием.

Предельные значения выбросов вредных веществ в атмосферу установлены государственными стандартами, регламентирующими содержание токсичных компонентов* и дымность ОГ**.

Термин «дымность» характеризует оптические свойства ОГ, содержащих твердые частицы, прежде всего сажу, а также аэрозоли топлива и смазочного масла. Преобладание одного из этих компонентов обуславливает соответствующую окраску дыма — черную, белую или голубую.

Содержание ненормируемых компонентов в ОГ в значительной степени определяется качеством применяемого топлива и, следовательно, может регулироваться посредством изменения его состава и характеристик.

Отметим, что в составе существующих ДЭА и ДЭС войсковых фортификационных сооружений преимущественно используются дизельные двигатели, разработанные в СССР в 1950–1970-е годы. Поэтому показатели их вредных выбросов могут существенно превышать современные технические нормативы, установленные государственными стандартами ГОСТ 31967–2012 и ГОСТ 24028–2013. Кроме того, показатели вредных выбросов с ОГ существенно зависят от технического состояния дизеля, прежде всего топливной аппаратуры, деталей цилиндропоршневой группы, механизма газораспределения, а также от значений регулируемых параметров. В частности, значительное влияние на экологические и экономические показатели двигателя оказывают угол опережения подачи топлива, давление затяжки пружины иглы форсунки и давление впрыска топлива [8].

К основным демаскирующим признакам газоразделения дизелей относятся:

– *визуальный признак* — дымность, обусловленная наличием в ОГ аэрозолей твердых взвешенных частиц, прежде всего сажи [9];

– *тепловой признак* — повышенная температура ОГ и связанное с ней инфракрасное излучение; при выбросе горячих ОГ в атмосферу также может происходить конденсация содержащегося в них водяного пара, вызывающая парение;

– *запаховый признак* — специфический запах, обусловленный присутствием в ОГ углеводородов, включая ароматические соединения, в значительной степени адсорбированные на частицах сажи, а также альдегидов, оксидов азота и серы.

Снижение дымности, интенсивности парения и специфического запаха способно уменьшить эффективность визуальной, тепловизионной и газоаналитической разведки.

Полностью устранить перечисленные демаскирующие признаки невозможно. Однако изменение состава и свойств ОГ посредством газоочистных мероприятий может затруднить обнаружение объектов, в том числе с применением беспилотных летательных аппаратов. Снижение выбросов вредных веществ и улучшение состояния атмосферного воздуха в зоне рассеивания ОГ дизелей могут быть обеспечены комплексом мероприятий, включающим совершенствование рабочего процесса двигателя и применение технологий очистки ОГ от нормируемых и ненормируемых компонентов, пригодных для эксплуатации в специфических условиях войсковых фортификационных сооружений. Основные направления и способы снижения дымности, а также улучшения маскировочных и экологических характеристик дизелей представлены на рис. 1 [5, 6, 10].

Анализ известных способов снижения демаскирующих признаков ОГ позволил рекомендовать для дизельных электроагрегатов и дизельных электростанций войсковых фортификационных сооружений применять внешнюю обработку ОГ методом жидкостной нейтрализации с использованием распыливающего устройства (форсунки), установленного непосредственно в газоразделном тракте.

В наиболее простом варианте жидкостная нейтрализация заключается в контактировании ОГ с водой или водным раствором химического реагента. При этом водорастворимые компоненты ОГ — альдегиды, оксиды серы, высшие оксиды азота, сажевые и другие дисперсные частицы — поглощаются жидкостью, что приво-

* ГОСТ 31967–2012. *Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения*. Москва, Стандартинформ, 2014, 24 с.

** ГОСТ 24028–2013. *Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения*. Москва, Стандартинформ, 2014, 12 с.

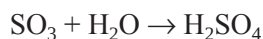
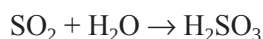


Рис. 1. Основные пути и способы снижения дымности ОГ дизелей

дит к снижению температуры ОГ и ослаблению их специфического запаха.

Жидкостная нейтрализация может осуществляться также путем распыливания жидкости непосредственно в поток ОГ. При контакте газовой и жидкой фаз протекает ряд химических реакций, в результате которых образуются соответствующие кислоты и соли. Одновременно происходит растворение отдельных газообразных компонентов в жидкости, например частичное растворение диоксида углерода в воде.

Наиболее характерными являются следующие реакции:



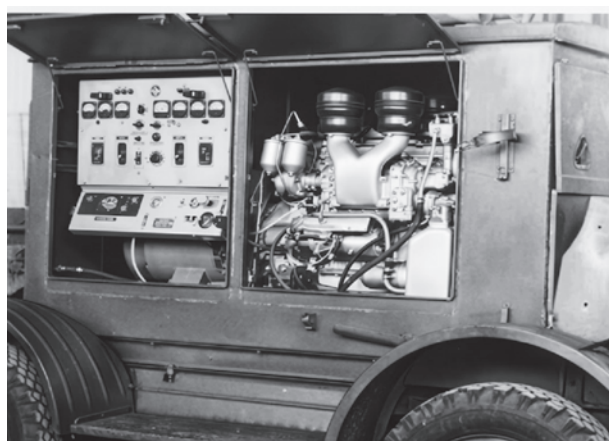
Эффективность рассматриваемого способа определяется не только скоростью протекания химических реакций, но и равномерностью распределения реагирующих веществ, площадью поверхности контакта фаз, а также коэффициентами диффузии.

Высокая эффективность и технологическая простота реализации данного способа были экспериментально подтверждены авторами при выполнении плановой научно-исследовательской работы по заказу одного из силовых ведомств.

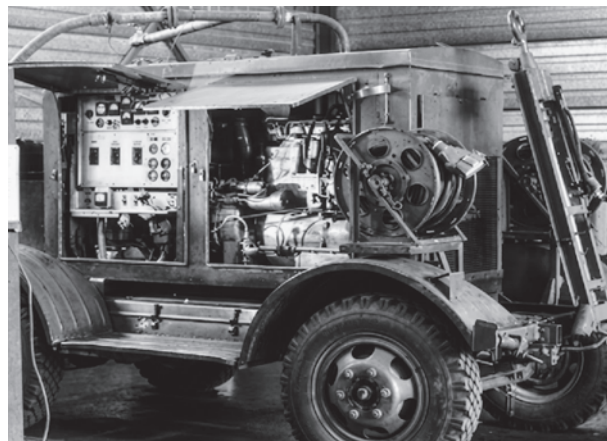
Объекты исследований и экспериментальная установка

В качестве объектов экспериментальных исследований были выбраны дизель 4Д 10,8/12,7 (ЯАЗ-204), установленный в составе передвижной электростанции ЭСД-30-ВС/230М2 (рис. 2, а), и дизель 4Ч 11/13 (Д65А-1), входящий в состав передвижной электростанции ЭСД-20-ВЛ230-М2 (рис. 2, б). Отметим, что указанные дизельные двигатели в настоящее время широко применяются для электроснабжения войсковых фортификационных сооружений, в том числе в зоне проведения специальной военной операции.

В соответствии с программой исследований на учебно-экспериментальной базе Военной академии материально-технического обеспечения в пос. Приветнинское (Ленинградская



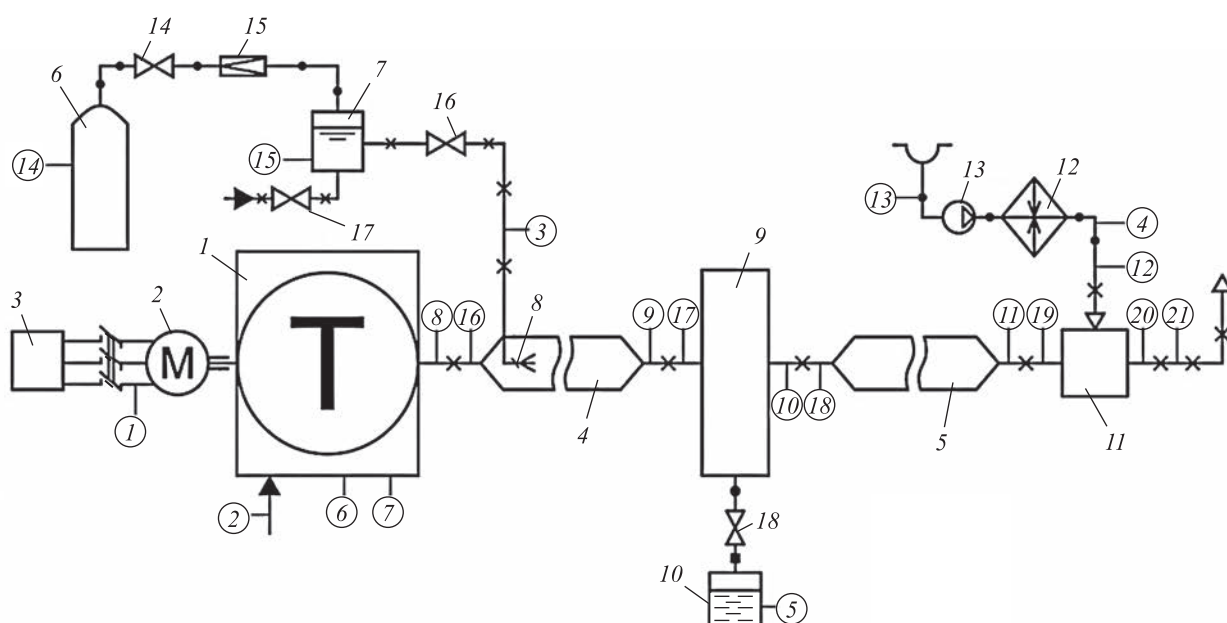
а



б

Рис. 2. Объекты исследований:

а — ЭСД-30-ВС/230М2 на базе дизеля 4Д 10,8/12,7 (ЯАЗ-204); б — ЭСД-20-ВЛ230-М2 на базе дизеля 4Ч 11/13 (Д65А-1)

**Рис. 3.** Технологическая схема и схема измерений экспериментального стенда на базе дизельной электростанции с системой устранения демаскирующих факторов газовыпуска:

1 — дизельный двигатель; 2 — электрический генератор; 3 — нагрузочное устройство; 4 — начальный участок выхлопного трубопровода; 5 — конечный участок выхлопного трубопровода; 6 — баллон сжатого воздуха; 7 — гидропневматический резервуар; 8 — форсунка для распыливания воды; 9 — газовый ресивер; 10 — бак для сбора конденсата; 11 — смеситель ОГ и атмосферного воздуха; 12 — калорифер; 13 — вентилятор; 14, 16, 17 — регулирующие вентили; 15 — воздушный редуктор; точки, в которых проводились измерения, обозначены номерами в кружках (см. табл. 1); — воздух; — вода; — отработавшие газы; — конденсат

область) был создан экспериментальный стенд, технологическая схема которого, а также схема измерений представлены на рис. 3.

Перечень условных обозначений точек измерений представлен в табл. 1. В качестве фор-

сунки 8 (см. рис. 3) при проведении исследований использовалась форсунка открытого типа с распылителем типа ВТИ (рис. 4, а). Форсунка была установлена в начальном участке выхлопного трубопровода (рис. 4, б).

Таблица 1. Перечень условных обозначений точек измерения параметров и средств измерения экспериментального стенда (см. рис. 3)

Номер точки на схеме	Измеряемый параметр, единицы измерения	Наименование измерительного прибора
1	Активная мощность ДЭС, кВт	Измерительный комплект К-505
2	Расход топлива, кг/ч	Электронный расходомер АИР-50
3	Расход воды на форсунку, л/ч	Ротаметр РС-5
4	Расход воздуха в смесительную емкость, л/ч	Угловой микроанометр
5	Расход конденсата, л/ч	Весовой способ
6	Температура воды системы охлаждения дизеля, °С	Штатная термopapa дизеля
7	Температура масла системы смазки дизеля, °С	Штатная термopapa дизеля
8	Температура ОГ в выхлопном коллекторе дизеля, °С	Термометр ртутный ТЛ-2
9	Температура ОГ после форсуночной камеры, °С	Термометр ртутный ТЛ-2
10	Температура ОГ после ресивера, °С	Термометр ртутный ТЛ-2
11	Температура ОГ перед смесительной емкостью, °С	Термометр ртутный ТЛ-2
12	Температура воздуха после калорифера, °С	Термометр ртутный ТЛ-2
13	Температура наружного воздуха, °С	Термометр ртутный
14	Давление в баллоне сжатого воздуха, кг/см ²	Манометр БДС
15	Давление в гидропневматическом резервуаре, кг/см ²	Манометр образцовый
16	Давление ОГ в выхлопном коллекторе дизеля, мм вод.ст.	U-образный водяной манометр
17	Давление ОГ после форсуночной камеры, мм вод. ст.	U-образный водяной манометр
18	Давление ОГ после ресивера, мм вод. ст.	U-образный водяной манометр
19	Давление ОГ перед смесительной емкостью, мм вод. ст.	U-образный водяной манометр
20	Прозрачность (дымность) ОГ дизеля, %	Дымомер ОМД-21
21	Содержание углеводородов в ОГ, ppm	Оптический газоанализатор ОПТОГАЗ-21

Особенностью распылителей типа ВТИ (см. рис. 4, а) является двойной подвод воды (осевой с диаметром канала D_0 и тангенциальный с диаметром канала $D_{вх}$), что обеспечивает получение сплошного конуса распыливания диаметром D_k .

Давление воды перед форсункой 0,15 МПа поддерживали постоянным во время всех опытов.

Программа экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводили в три этапа.

I этап. Определение демаскирующих характеристик ОГ дизелей со штатными системами газовыпуска без применения технических средств их снижения.

На первом этапе определяли нагрузочные характеристики дымности $N = f(P_e)$ дизелей на пяти установившихся режимах: холостого хода ($P_e = 0$), а также при нагрузках 25, 50, 75 и 100 % номинальной эффективной мощности $P_{ен}$.

II этап. Определение демаскирующих характеристик ОГ дизелей, оборудованных системой форсуночного распыливания воды в выхлопной трубопровод.

На втором этапе нагрузочные характеристики дымности $N = f(P_e)$ определяли на тех же пяти установившихся режимах, что и на первом этапе.

Воду впрыскивали в поток ОГ с помощью центробежной форсунки, установленной на начальном участке выхлопного трубопровода

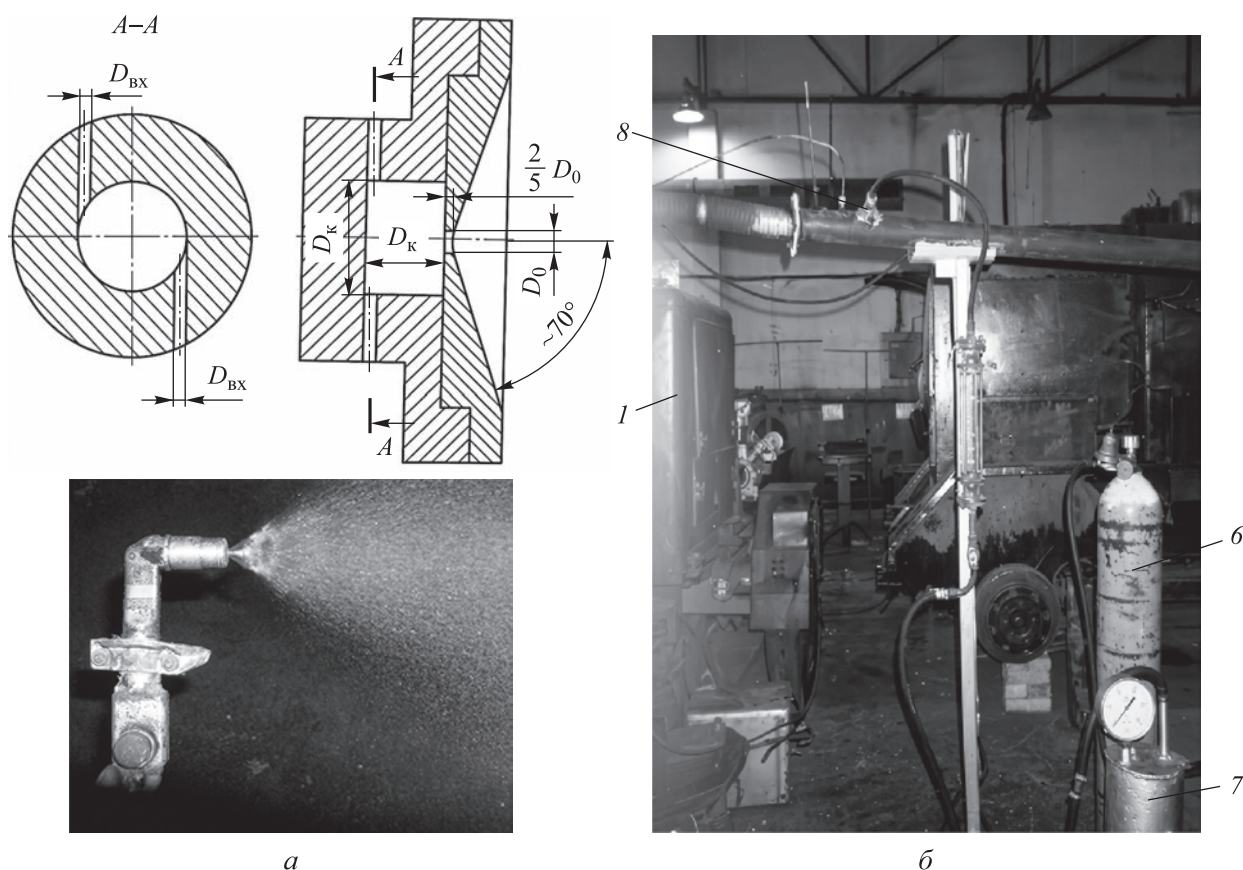


Рис. 4. Форсунка для распыливания воды:

а — распылитель и демонстрация действия; б — начальный участок выпускного трубопровода с установленной форсункой (номера позиций соответствуют рис. 3)

(рис. 4). Испарение распыляемой воды обеспечивало охлаждение ОГ, частичное поглощение содержащихся в них вредных компонентов, а также разбавление газового потока водяным паром и воздухом.

Параметры процесса контролировали с помощью приборов для измерения давления и температуры (см. рис. 3 и табл. 1). На каждом нагрузочном режиме дымность ОГ N определяли при трех значениях массового расхода воды G_B , подаваемой к форсунке. Для дизеля 4Д 10,8/12,7 значения G_B составляли 8,4; 27,9 и 47,4 кг/ч, а для дизеля 4Ч 11/13 — 4,2; 8,4 и 27,9 кг/ч.

Сложность взаимодействия ОГ с водой и невозможность полного контроля возмущающих факторов обусловили необходимость применения методов планирования эксперимента вместо последовательного исследования влияния каждого фактора.

На основе теории планирования эксперимента [13] были выбраны два независимых фактора:

- 1) относительная нагрузка дизеля P_e/P_{en} ;
- 2) расход воды G_B , подаваемой к форсунке.

В качестве выходного параметра, или параметра оптимизации, была принята дымность ОГ N . Критерием оптимизации являлось минимальное значение дымности.

Основной задачей исследования было определение оптимальных условий функционирования системы контактной водяной нейтрализации ОГ путем решения интерполяционной задачи и построения уравнения регрессии вида

$$N = f\left(\frac{P_e}{P_{en}}, G_B\right).$$

Для дизеля 4Д 10,8/12,7 фактор G_B , изменявшийся в диапазоне от 0 до 47,4 кг/ч, задавали на трех уровнях: 8,4; 27,9 и 47,4 кг/ч. Для дизеля 4Ч 11/13 при диапазоне изменения расхода воды от 0 до 27,9 кг/ч были приняты уровни 4,2; 8,4 и 27,9 кг/ч.

В качестве плана эксперимента использовали ротатбельный центрально-композиционный план второго порядка, широко применяемый при исследовании многофакторных процессов [11, 12].

Таким образом, был реализован двухфакторный эксперимент, включавший пятнадцать режимов.

Результаты эксперимента обрабатывали статистическими методами, применяемыми при анализе многофакторных исследований. Дымность ОГ измеряли дымомером ОМД-21, регистрировавшим натуральный показатель ослабления светового потока K , м^{-1} .

Значения K пересчитывали в дымность N , %, по формуле

$$N = (1 - e^{-KL}) \cdot 100,$$

где L — длина оптической базы дымомера, м; для прибора ОМД-21 $L = 0,43$ м.

III этап. Определение демаскирующих характеристик ОГ дизелей, оборудованных системой форсуночного распыливания воды и устройством разбавления ОГ подогретым атмосферным воздухом.

На третьем этапе нагрузочные характеристики дымности $N = f(P_e)$ получали на тех же режимах, что и на первом и втором этапах.

В поток ОГ дополнительно подавали подогретый атмосферный воздух в количестве 25 и 50 % от расхода ОГ. Расход воздуха регулировали заслонкой. Атмосферный воздух, поступавший после вентилятора, нагревали в кало-

рифере 12 (см. рис. 3) приблизительно до 60°C , т. е. до температуры ОГ на конечном участке выхлопного тракта дизеля.

Массовый расход воздуха определяли скоростным методом по измеренному динамическому давлению потока.

На всех этапах исследования дымность ОГ измеряли в конечном сечении газовыпускного тракта перед выбросом в атмосферу.

Результаты экспериментальных исследований и проверка адекватности уравнений регрессии

Сравнительные нагрузочные характеристики дымности ОГ дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13 при работе в штатной комплектации, без применения средств снижения дымности, и при форсуночном распыливания воды с различными значениями расхода G_b представлены на рис. 5.

Как видно на графиках, представленных на рис. 5, применение форсуночного распыливания воды позволяет снизить дымность ОГ обоих типов дизелей практически во всем диапазоне рабочих нагрузок. Исключение составляет режим номинальной нагрузки двухтактного дизеля при расходе воды $G_b = 8,4$ кг/ч, на котором снижение дымности не наблюдается.

Результаты двухфакторного эксперимента, отражающие зависимость дымности ОГ N от относительной нагрузки дизеля P_e/P_{en} и расхода воды G_b для дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13, представлены на рис. 6 и 7 соответственно.

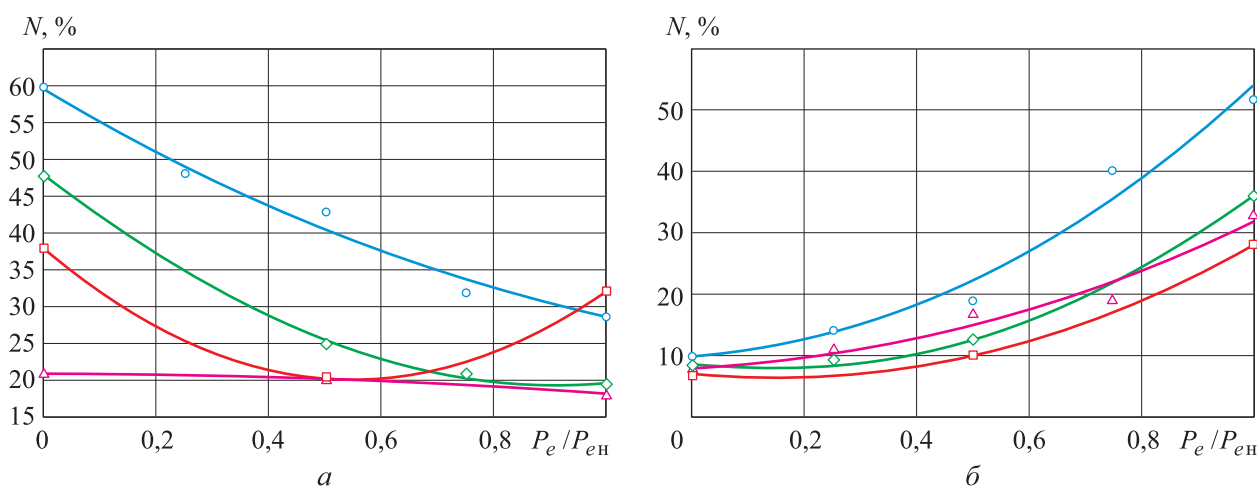


Рис. 5. Нагрузочные характеристики дымности дизелей:

a — 4Д 10,8/12,7: — серия; — добавка воды с $G_b = 8,4$ кг/ч; — добавка воды с $G_b = 27,9$ кг/ч; — добавка воды с $G_b = 47,4$ кг/ч; b — 4Ч 11/13: — серия; — добавка воды с $G_b = 4,2$ кг/ч; — добавка воды с $G_b = 8,4$ кг/ч; — добавка воды с $G_b = 27,9$ кг/ч

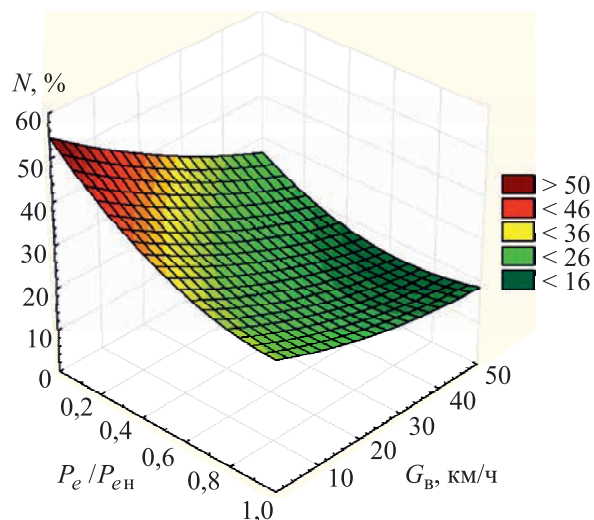


Рис. 6. Зависимость дымности ОГ дизеля 4Д 10,8/12,7 от нагрузки и расхода воды

Совместное применение контактной обработки ОГ путем форсуночного распыливания воды и их разбавления атмосферным воздухом, подогретым до 60 °С, обеспечило дополнительное снижение дымности на 10...20 % во всем диапазоне нагрузочных режимов как двухтактного, так и четырехтактного дизеля.

Поверхность отклика двухфакторного эксперимента для дизеля 4Д 10,8/12,7, представленная на рис. 6, описывается следующим уравнением регрессии:

$$N = a_0 + a_1 \frac{P_e}{P_{eH}} + a_2 G_b + a_3 G_b \frac{P_e}{P_{eH}} + a_4 \left(\frac{P_e}{P_{eH}} \right)^2 + a_5 G_b^2. \quad (1)$$

Коэффициенты уравнения регрессии $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ вычисляются на ЭВМ с помощью прикладной программы Statistica 10 [13, 14].

Коэффициенты уравнения регрессии (1) и результаты проверки их статистической значимости представлены в табл. 2.

Представленная на рис. 7 поверхность отклика двухфакторного эксперимента для дизеля 4Ч 11/13 описывается следующим уравнением регрессии:

$$N = a_0 + a_1 G_b + a_2 G_b \frac{P_e}{P_{eH}} + a_3 \left(\frac{P_e}{P_{eH}} \right)^2 + a_4 G_b^2. \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (2) и результаты проверки их значимости приведены в табл. 3.

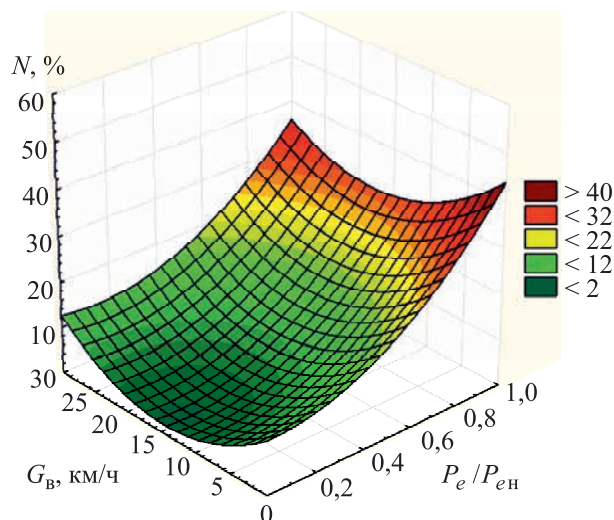


Рис. 7. Зависимость дымности ОГ дизеля 4Ч 11/13 от нагрузки и расхода воды

Как видно из данных табл. 2 и 3, значения p -value для всех коэффициентов уравнений регрессии (1) и (2) не превышают 0,05, а расчетные значения критерия Стьюдента t при числе степеней свободы 172 и 83 превышают соответствующие критические значения: $t_{кр}(172) = 1,974$ и $t_{кр}(83) = 1,989$ [15]. Это свидетельствует о статистической значимости коэффициентов уравнений регрессии при уровне значимости 0,05. Следовательно, включенные в уравнения (1) и (2) слагаемые являются статистически значимыми, а сами модели могут быть признаны адекватными по данному критерию (см. табл. 2 и 3).

Результаты оценки качества моделей, построенных по зависимостям (1) и (2) с использованием коэффициентов, приведенных в табл. 2 и 3, представлены в табл. 4 [15, 16].

Поскольку приведенные в табл. 4 коэффициенты множественной корреляции R превышают 0,7, а доли объясненной вариации для моделей (1) и (2) составляют 0,56 и 0,88 соответственно, качество этих моделей можно считать достаточным для прогнозирования функции отклика в пределах принятого уровня значимости $p \leq 0,05$.

Результаты расчета прогнозных значений дымности ОГ дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13 в зависимости от нагрузочного режима и расхода воды, полученные с использованием моделей (1) и (2), а также соответствующие результаты измерений представлены на рис. 8 и 9 соответственно.

Таблица 2. Коэффициенты модели регрессионной зависимости дымности ОГ дизеля 4Д10,8/12,7 от нагрузочного режима и расхода воды

Коэффициент модели	Значение коэффициента модели	Стандартная ошибка коэффициента модели	Коэффициент Стьюдента t ($df = 172$)	Вероятность ошибки прогноза p -value (значимость коэффициента модели)
a_0	49,92885	1,761445	28,34539	0,000000
a_1	-1,42932	0,205366	6,95986	0,000000
a_2	-0,94105	0,104583	8,99815	0,000000
a_3	0,00920	0,003047	3,01996	0,002913
a_4	0,02578	0,005967	4,32069	0,000026
a_5	0,00974	0,001469	6,63071	0,000000

Таблица 3. Коэффициенты модели регрессионной зависимости дымности ОГ дизеля 4Ч 11/13 от нагрузочного режима и расхода воды

Коэффициент модели	Значение коэффициента модели	Стандартная ошибка коэффициента модели	Коэффициент Стьюдента t ($df = 83$)	Вероятность ошибки прогноза p -value (значимость коэффициента модели)
a_0	10,41501	1,104391	9,43054	0,000000
a_1	-1,32476	0,265162	4,99606	0,000003
a_2	-0,73151	0,145562	5,02544	0,000003
a_3	40,24920	1,872573	21,49406	0,000000
a_4	0,05019	0,008845	5,67490	0,000000

Таблица 4. Обобщенные показатели качества моделей регрессионных зависимостей дымности ОГ дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13 от нагрузки и расхода воды

Параметр оценки качества модели в целом	Значение, отн. ед.	
	4Д 10,8/12,7	4Ч 11/13
Коэффициент множественной корреляции R	0,74948066	0,93866022
Доля учтенных отклонений	0,56172126	0,88108301

Анализ результатов прогнозирования и погрешностей расчета численных значений дымности ОГ дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13, полученных с использованием зависимостей (1) и (2), а также их сопоставление с экспериментальными данными, приведенными соответственно в табл. 2, на рис. 8 и в табл. 3, на рис. 9, позволяют сделать следующие выводы:

– при уровне значимости $p \leq 0,05$ все коэффициенты уравнений регрессии (1) и (2) явля-

ются статистически значимыми, а включенные в модели слагаемые обеспечивают их адекватность по принятому критерию;

– качество моделей можно считать достаточным для прогнозирования значений функции отклика в пределах области варьирования факторов и принятого уровня значимости (см. табл. 4);

– полученные зависимости могут быть рекомендованы для использования в дальнейших исследованиях.

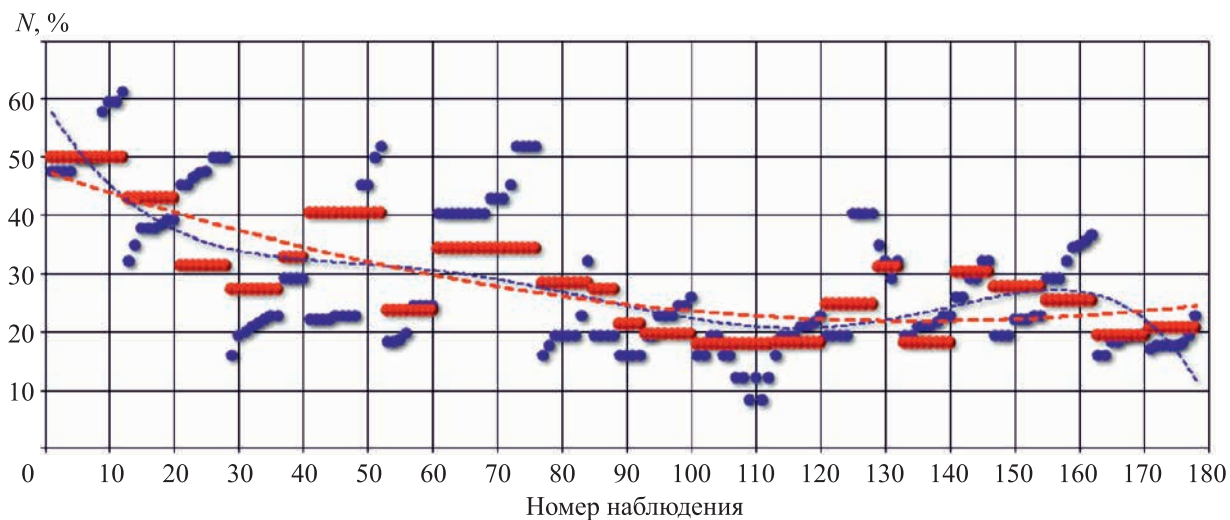


Рис. 8. Отклонения расчетных (прогнозных) от измеренных значений дымности

ОГ дизеля 4Д 10,8/12,7 в каждом наблюдении:

- — N (результаты измерений), %; • — прогнозные значения N , полученные по зависимости (1);
- линиями обозначены соответствующие аппроксимации

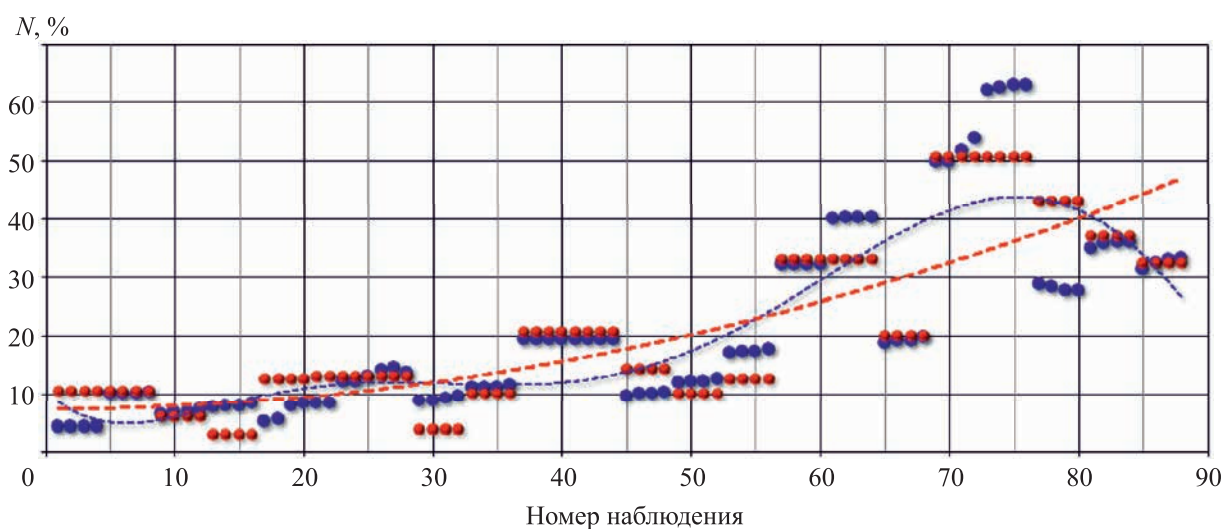


Рис. 9. Отклонения расчетных (прогнозных) от измеренных значений дымности

ОГ дизеля 4Ч 11/13 в каждом наблюдении:

- — N (результаты измерений), %; • — прогнозные значения N , полученные по зависимости (2);
- линиями обозначены соответствующие аппроксимации

Предложения и рекомендации по разработке системы снижения демаскирующих признаков ДЭС

Полученные зависимости (1) и (2) позволяют определить рабочие диапазоны изменения расхода воды, подаваемой к форсунке, а также рациональные значения расхода для различных нагрузочных режимов дизелей 4Д 10,8/12,7 и 4Ч 11/13.

Рабочий диапазон расхода воды для дизеля 4Д 10,8/12,7 составляет 10...50 кг/ч, а для дизеля 4Ч 11/13 — 5...30 кг/ч. При расходе воды менее 6 кг/ч для дизеля 4Д 10,8/12,7 и менее 3 кг/ч для дизеля 4Ч 11/13 заметное снижение дымности ОГ не наблюдается. При расходе воды более 26 кг/ч для дизеля 4Д 10,8/12,7 и более 18 кг/ч для дизеля 4Ч 11/13 дальнейшее увеличение подачи воды не обеспечивает соразмерного снижения дымности.

По результатам эксперимента в качестве средних значений расхода воды, обеспечивающих снижение дымности во всем диапазоне нагрузочных режимов, могут быть приняты 30 кг/ч для дизеля 4Д 10,8/12,7 и 20 кг/ч для дизеля 4Ч 11/13. Эти значения соответствуют удельному расходу воды около 1 кг/(кВт · ч).

Для достижения минимальных значений дымности ОГ во всем диапазоне нагрузочных режимов целесообразно регулировать удельный расход воды в пределах 0,3...1,3 кг/(кВт · ч). Этот принцип регулирования был положен в основу нового способа нейтрализации ОГ [17].

Для дополнительного снижения дымности ОГ целесообразно сочетать их контактную обработку путем форсуночного распыливания воды с разбавлением атмосферным воздухом. При этом вместо вентилятора с приводом предпочтительно использовать газозвдушный эжектор.

С учетом изложенного на рис. 10 представлена технологическая схема системы снижения демаскирующих признаков ДЭС войсковых фортификационных сооружений.

Система включает газовыпускной тракт ДЭС 1, в котором последовательно установлены устройство для распыливания воды 2, охладитель-конденсатор 7, фазовый разделитель (скруббер) 8 и эжектор 10.

Устройство 2 выполнено в виде системы форсунок 3, к которым вода подается насосом 5 из бака 6. Расход воды, поступающей к форсункам, регулируется регулятором 4 по

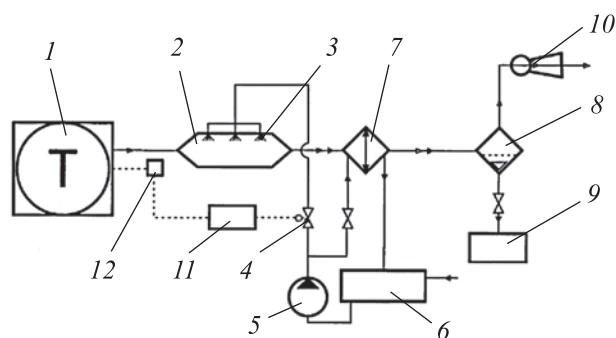


Рис. 10. Технологическая схема системы снижения демаскирующих признаков ДЭС ВФС:

1 — ДЭС; 2 — устройство для распыливания воды; 3 — форсунки; 4 — регулятор расхода воды; 5 — насос; 6 — бак запаса воды; 7 — охладитель-конденсатор; 8 — фазовый разделитель (скруббер); 9 — емкость для сбора загрязненного конденсата; 10 — эжектор; 11 — блок управления регулятора расхода воды; 12 — датчик нагрузки

сигналу блока управления 11, связанного с датчиком нагрузки 12 ДЭС 1.

При взаимодействии холодной воды, распыляемой форсунками 3, с горячими ОГ происходит ее испарение. Образовавшаяся парогазовая смесь поступает в охладитель-конденсатор 7, где при охлаждении ниже температуры точки росы основная часть водяного пара конденсируется и отделяется от газового потока. Затем газовая смесь направляется в фазовый разделитель 8, выполненный, например, в виде скруббера. В нем происходит окончательное отделение конденсата, содержащего водную и сажевую фазы. В конденсат переходят аэрозоли смазочного масла, взвешенные частицы, прежде всего сажа, углеводороды, а также оксиды серы и азота. После очистки ОГ поступают в эжектор 10, где разбавляются атмосферным воздухом, а затем удаляются в атмосферу.

Оснащение ДЭС войсковых фортификационных сооружений предлагаемой системой должно обеспечить существенное снижение демаскирующих признаков газовыпускного тракта и тем самым повысить живучесть ВФС. В зависимости от режима работы двигателя ожидаемое снижение дымности, обусловленной присутствием сажевых частиц и аэрозолей негоревшего топлива и смазочного масла, составляет 45...90 %. Дополнительное снижение дымности ОГ во всем диапазоне режимов работы дизелей может быть достигнуто при использовании озонированной воды [18].

Заключение

Одним из направлений повышения живучести войсковых фортификационных сооружений является снижение демаскирующих признаков газовыпускных трактов дизельных электроагрегатов и дизельных электростанций.

Анализ состава и демаскирующих признаков ОГ дизелей, а также известных способов их снижения позволил рекомендовать для улучшения маскировочных характеристик ВФС технологию жидкостной нейтрализации с использованием распыливающих устройств, установленных непосредственно в газовыпускном тракте ДЭС.

Предложенная технология была экспериментально опробована на двух типовых дизельных двигателях, широко применяемых в составе дизельных электростанций войсковых фортификационных сооружений.

Результаты экспериментальных исследований подтвердили работоспособность и эффективность технологии, а также позволили обосновать

технологическую схему и рациональные параметры системы снижения демаскирующих признаков газовыпускных трактов ДЭА и ДЭС ВФС.

Литература

- [1] Воловик О.В., Сигаев В.И., Абрамович Р.И. *Войсковые фортификационные сооружения*. Санкт-Петербург, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 2024, 87 с.
- [2] Сайданов В.О. Анализ номенклатуры, технического состояния и опыта эксплуатации ДГУ на объектах военной инфраструктуры. *Двигателестроение*, 2015, № 4(262), с. 8–9.
- [3] Сайданов В.О., Слесаренко И.В., Езерский С.Н. Улучшение экологических показателей резервных дизельных энергетических установок метрополитена. *Двигателестроение*, 2007, № 2(228), с. 24–28.
- [4] Сайданов В.О. Технологии снижения вредных выбросов резервных дизельных энергоустановок метрополитена. *Актуальные проблемы и пути развития энергетики, техники и технологий. VIII Междунар. науч.-практ. конф. : сб. тр.* Москва, МИФИ, 2022, с. 164–169.
- [5] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [6] Новиков Л.А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей. *Двигателестроение*, 2005, № 4(222), с. 8–15.
- [7] Обозов А.А., Гришанов П.А. Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 3(297), с. 42–49.
- [8] Лиханов В.А., Анфилов А.А., Юрлов А.С. Влияние регулировок топливной аппаратуры на дымность отработавших газов дизелей. *Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. XV Междунар. науч.-практ. конф. «Наука — технология — ресурсосбережение»: матер.* Киров, Вятский государственный агротехнологический университет, 2022, с. 99–103.
- [9] Лиханов В.А., Россохин А.В. Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 3(289), с. 64–69.
- [10] Надарейшвили Г.Г. *Методы разработки систем последующей обработки отработавших газов*. Москва, ФГУП «НАМИ», ТрансЛит, 2020, 192 с.
- [11] Сидняев Н.И. *Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных*. Москва, Юрайт, 2025, 495 с.
- [12] Афанасьева Н.Ю. *Вычислительные и экспериментальные методы научного эксперимента*. Москва, КноРус, 2010, 336 с.
- [13] *Statistica 10 User Guide*. StatSoft Inc., 2015, 214 p.
- [14] Боровиков В.П. *Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTICA. Методология и технология современного анализа данных*. Москва, Горячая линия — Телеком, 2018, 288 с.
- [15] Калинин А.Г. *Обработка данных методами математической статистики*. Чита, ЗИП СибУПК, 2015, 106 с.
- [16] Дрейпер Н., Смит Г. *Прикладной регрессионный анализ*. Москва, Диалектика, 2007, 911 с.
- [17] Романенко Н.П., Мамалыга В.М., Калинин Р.И., Калинин В.Р., Агафонов А.Н., Сайданов В.О., Пруткин И.О., Мартеньянов О.Л., Слесаренко И.В. *Способ нейтрализации отработавших газов двигателя внутреннего сгорания*. Патент № 2204028 С2 РФ. Москва, бюл. № 13, 2003.
- [18] Варушин Е.В., Каётченко Г.В., Новиков Л.А., Орлов А.А., Сайданов В.О., Черноусов Е.А. *Способ очистки и утилизации отработавших газов и устройство для его реализации*. Патент № 2620623 С2 РФ. Москва, бюл. № 16, 2017.

References

- [1] Volovik O.V., Sigayev V.I., Abramovich R.I. *Voyskovyye fortifikatsionnyye sooruzheniya* [Military fortifications]. St. Petersburg, BSTU “VOENMEKH” Publ., 2024, 87 p. (In Russ.).
- [2] Saidanov V.O. Diesel-generators of military facilities: analysis of nomenclature, technical state and field experience. *Engines Construction*, 2015, no. 4 (262), pp. 8–9. (In Russ.).
- [3] Saidanov V.O., Slesarenko I.V., Yezerskiy S.N. Improvement in environmental performance of standby gen sets used in underground railroads. *Engines Construction*, 2007, no. 2(228), pp. 24–28. (In Russ.).
- [4] Saidanov V.O. *Tekhnologii snizheniya vrednykh vybrosov rezervnykh dizel'nykh energoustanovok metropolitena* [Technologies for reducing harmful emissions from standby diesel power plants of the

- metro]. *Aktual'nyye problemy i puti razvitiya energetiki, tekhniki i tekhnologiy: Proceedings of the VIII International Scientific and Practical Conference*. Moscow, MEPhi Publ., 2022, pp. 164–169. (In Russ.).
- [5] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [6] Novikov L.A. Existing and forward-looking technologies to reduce diesel engine toxicity. *Engines Construction*, 2005, no. 4(222), pp. 8–15. (In Russ.).
- [7] Obozov A.A., Grishanov P.A. Analyzing the toxic components concentration in the diesel engine exhaust gases. *Engines Construction*, 2024, no. 3(297), pp. 42–49. (In Russ.).
- [8] Likhanov V.A., Anfilatov A.A., Yurlov A.S. *Vliyaniye regulirovok toplivnoy apparatury na dymnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Influence of fuel injection equipment adjustment on diesel exhaust smoke]. *Improving Performance of Internal Combustion Engines: Proceedings of the XV International Scientific and Practical Conference "Science – Technology – Resource Saving"*. Kirov, Vyatka State Agrotechnological University Publ., 2022, pp. 99–103. (In Russ.).
- [9] Likhanov V.A., Rossokhin A.V. Physical and chemical properties, morphology, structure and reactivity of soot particles of diesel exhaust gases. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 64–69. (In Russ.).
- [10] Nadareyshvili G.G. *Metody razrabotki sistem posleduyushchey obrabotki otrabotavshikh gazov* [Methods for developing exhaust gas aftertreatment systems]. Moscow, NAMI Publ., TransLit Publ., 2020, 192 p. (In Russ.).
- [11] Sidnyayev N.I. *Teoriya planirovaniya eksperimenta i analiz statisticheskikh dannykh* [Theory of experimental design and statistical data analysis]. Moscow, Yurayt Publ., 2025, 495 p. (In Russ.).
- [12] Afanas'yeva N.Yu. *Vychislitel'nyye i eksperimental'nyye metody nauchnogo eksperimenta* [Computational and experimental methods of scientific research]. Moscow, KnoRus Publ., 2010, 336 p. (In Russ.).
- [13] *Statistica 10 User Guide*. StatSoft Inc., 2015, 214 p.
- [14] Borovikov V.P. *Populyarnoye vvedeniye v sovremennyy analiz dannykh v sisteme STATISTICA. Metodologiya i tekhnologiya sovremennogo analiza dannykh* [Introduction to modern data analysis in the STATISTICA system. Methodology and technology of modern data analysis]. Moscow, Goryachaya Liniya – Telekom Publ., 2018, 288 p. (In Russ.).
- [15] Kalinin A.G. *Obrabotka dannykh metodami matematicheskoy statistiki* [Data processing using methods of mathematical statistics]. Chita, ZIP SibUPK Publ., 2015, 106 p. (In Russ.).
- [16] Draper N., Smith G. *Applied Regression Analysis*. Moscow, Dialektika Publ., 2007, 911 p. (In Russ.).
- [17] Romanenko N.P., Mamalyga V.M., Kalinin R.I., Kalinin V.R., Agafonov A.N., Saidanov V.O., Prutchikov I.O., Martem'yanov O.L., Slesarenko I.V. *Sposob neytralizatsii otrabotavshikh gazov dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Method of neutralization of exhaust gases of an internal combustion engine]. RF Patent no. 2204028 C2. Moscow, bul. no. 13, 2003. (In Russ.).
- [18] Varushin E.V., Kayotchenko G.V., Novikov L.A., Orlov A.A., Saidanov V.O., Chernousov E.A. *Sposob ochistki i utilizatsii otrabotavshikh gazov i ustroystvo dlya ego realizatsii* [Method of cleaning and disposal of exhaust gases and device for its implementation]. RF Patent no. 2620623 C2. Moscow, bul. no. 16, 2017. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

Сайданов Виктор Олегович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Военного института (Железнодорожных войск и военных сообщений) ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва», Санкт-Петербург, Российская Федерация. SPIN-код: 8661-0990; AuthorID: 542131. E-mail: saidanov_viktor@mail.ru

Кирюхин Сергей Николаевич — кандидат технических наук, доцент, ведущий специалист ООО «Невская энергетика», Санкт-Петербург, Российская Федерация. SPIN-код: 2724-4483. E-mail: snk2@yandex.ru

Information about the authors

Saidanov Viktor Olegovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor at the Military Institute (Railway Troops and Military Communications), Military Academy of Logistics named after General of the Army A.V. Khrulev, Saint Petersburg, Russian Federation. SPIN-code: 8661-0990; AuthorID: 542131. E-mail: saidanov_viktor@mail.ru

Kiryukhin Sergey Nikolaevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Leading Specialist, Nevskaya Energetika LLC, Saint Petersburg, Russian Federation. SPIN-code: 2724-4483. E-mail: snk2@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сайданов В.О., Кирюхин С.Н. К вопросу о повышении живучести войсковых фортификационных сооружений за счет снижения демаскирующих признаков их дизельных электростанций. *Двигателестроение*, 2026, № 3 (305), с. 84–98.

Citation:

Saidanov V.O., Kiryukhin S.N. On improving the survivability of military fortifications by reducing the detectability signatures of their diesel power plants. *Engines Construction*, 2026, no. 3 (305), pp. 84–98. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.43.01

Разработка упрощенного химико-кинетического механизма горения дизельного топлива и аммиака для моделирования рабочего процесса газодизельного двигателя

Ю.В. Галышев, Синьао Ло, О.В. Абызов, А.А. Грачев, С.И. Худорожков

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Development of a simplified chemical kinetic mechanism for diesel fuel and ammonia combustion for modeling the working process of a gas-diesel engine

Yu.V. Galyshev, Xinyao Luo, O.V. Abyzov, A.A. Grachev, S.I. Khudorozhkov

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation

Аммиак представляет собой перспективное топливо для двигателей внутреннего сгорания, позволяющее существенно снизить выбросы углекислого газа. Один из возможных способов его применения — организация газодизельного цикла, при котором аммиачно-воздушная смесь воспламеняется запальной дозой дизельного топлива. Экспериментальное изучение рабочего процесса и вредных выбросов двухтопливных двигателей требует значительных временных и материальных затрат, поэтому трехмерное моделирование процессов сгорания и образования вредных веществ в цилиндре двигателя на основе сочетания химико-кинетических механизмов с вычислительной гидродинамикой служит эффективным инструментом исследования. Построение кинетического механизма двухтопливного горения дизельного топлива и аммиака проводили путем объединения кинетического механизма горения дизельного топлива (смесь 70 % н-декана и 30 % 1-метилнафталина), механизма горения полициклических ароматических углеводородов, механизма горения аммиака и механизма образования оксидов азота. В результате упрощения и последующего объединения получен химико-кинетический механизм горения дизельного топлива и аммиака, в котором участвует 209 веществ и протекают 894 реакции. Разработанный механизм валидирован по времени задержки воспламенения и ламинарной скорости горения, а также путем сопоставления расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм двухтопливного двигателя.

Ключевые слова: химико-кинетический механизм, дизельное топливо, аммиак, газодизельный двигатель, рабочий процесс, вредные выбросы

Ammonia is a promising fuel for internal combustion engines, significantly reducing carbon dioxide emissions. One possible application is the gas-diesel cycle, in which the ammonia-air mixture is ignited by a pilot dose of diesel fuel. Experimental studies of the operating process and harmful emissions of dual-fuel engines require significant time and material expenditures, so three-dimensional modeling of combustion processes and the formation of harmful substances in the engine cylinder, based on a combination of chemical-kinetic mechanisms and computational fluid dynamics, serves as an effective research tool. The kinetic mechanism of dual-fuel combustion of diesel fuel and ammonia was constructed by combining the kinetic mechanism of diesel fuel combustion (a mixture of 70% n-decane and 30% 1-methylnaphthalene), the combustion mechanism of polycyclic aromatic hydrocarbons, the combustion mechanism of ammonia, and the mechanism of nitrogen oxide formation. Through simplification and subsequent unification, a chemical-kinetic combustion mechanism for diesel fuel and ammonia was obtained, involving 209 substances and 894 reactions. The developed mechanism was validated using ignition delay time and laminar combustion velocity, as well as by comparing calculated and experimental indicator diagrams of a dual-fuel engine.

Keywords: chemical kinetic mechanism, diesel fuel, ammonia, gas-diesel engine, working process, harmful emissions

Введение

Аммиак представляет собой перспективное топливо для двигателей внутреннего сгорания, позволяющее значительно снизить выбросы углекислого газа в атмосферу. Одновременно аммиак является вторым по объему производства химическим продуктом в мире; для него создана развитая инфраструктура производства и транспортировки. Один из возможных способов применения аммиака в двигателях — его использование в газодизельном цикле, при котором аммиачно-воздушная смесь воспламеняется запальной дозой дизельного топлива (ДТ). В настоящее время этот подход считается одним из наиболее перспективных, а исследования двухтопливных двигателей, работающих на смеси ДТ и аммиака (ДТ-NH_3), активно ведутся по различным направлениям [1–9].

В качестве заменителя ДТ широко используются н-гептан и н-декан. Известен химико-кинетический механизм для горения топливной смеси н-гептана и аммиака [10], предусматривающий участие 69 компонентов и протекание 389 реакций. В работе [11] представлен механизм горения н-декана и аммиака с участием 92 компонентов и протеканием 355 реакций.

Дизельное топливо представляет собой смесь более чем 200 компонентов, основные из которых включают алканы, нафтены, ароматические углеводороды, олефины и небольшое

количество кислородсодержащих соединений. Поэтому с помощью одного только кинетического механизма реакций н-гептана или н-декана невозможно адекватно описать характеристики горения дизельного топлива.

Проведенный анализ показывает, что для CFD-моделирования рабочих процессов двухтопливных двигателей, работающих на ДТ-NH_3 , необходим химико-кинетический механизм, позволяющий достоверно прогнозировать характеристики горения и выбросы вредных веществ.

Упрощение кинетического механизма горения дизельного топлива

В качестве заменителя дизельного топлива было выбрано топливо, состоящее из 70 % н-декана и 30 % 1-метилнафталина, которое было разработано в Европе в рамках проекта IDEA (Integrated European Diesel Action — Комплексная европейская дизельная инициатива) [12, 13]. Детальный механизм горения н-декана [14] предусматривает участие 2115 компонентов и протекание 8157 реакций, детальный механизм горения 1-метилнафталина [15] — 1443 компонента и 7185 реакций. Для ускорения расчетов и возможности проведения глубокого параметрического анализа рабочего процесса двигателя данный химико-кинетический механизм необходимо упростить. Этапы упрощения кинетического механизма горения н-декана показаны на рис. 1.

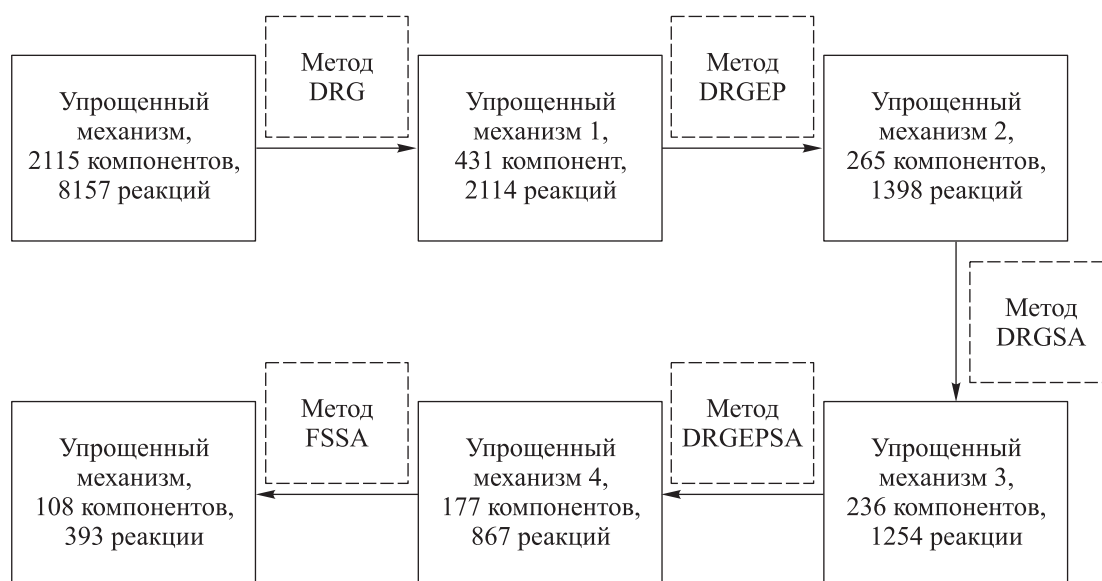


Рис. 1. Этапы упрощения кинетического механизма горения н-декана

При упрощении механизма горения применяли следующие методы:

- 1) DRG (Directed Relation Graph — метод направленного графа связей);
- 2) DRGEP (DRG with Error Propagation — метод направленного графа связей с распространением погрешности);
- 3) DRGSA (DRG with Sensitivity Analysis — метод направленного графа связей с анализом чувствительности);
- 4) DRGEPСА (сочетание методов DRGEP и DRGSA);
- 5) FSSA (Full Species Sensitivity Analysis — анализ чувствительности с учетом потоков).

В результате был получен кинетический механизм горения *n*-декана, предусматривающий участие 108 компонентов и протекание 393 реакций.

Аналогичным образом был получен упрощенный кинетический механизм сгорания 1-метилнафталина, в котором принимают участие 38 компонентов и протекают 153 реакции.

Валидация упрощенного химико-кинетического механизма горения дизельного топлива

При упрощении и валидации кинетического механизма горения были рассмотрены условия с различными значениями температуры, давления и коэффициента избытка воздуха. Зависимости времени задержки воспламенения

от обратной температуры при различных значениях давления и коэффициента избытка воздуха представлены на рис. 2.

Экспериментальные данные получены для коммерческих и военных топлив F76, DF и JET-A1 [16–18]. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5$ расчетная кривая времени задержки воспламенения практически совпадает с экспериментальными данными при давлении 2 МПа. При давлении 0,6 МПа в низкотемпературной области расхождение между расчетом и экспериментом составляет около 8 %, но уменьшается с ростом температуры. При $\alpha = 1,0$ результаты расчета также незначительно отличаются от экспериментальных. Таким образом, разработанный механизм горения ДТ обладает хорошей прогностической способностью.

Валидация разработанного упрощенного механизма горения ДТ по ламинарной скорости распространения пламени представлена на рис. 3; экспериментальные данные взяты из работ [19, 20]. При различных значениях температуры расчетные и экспериментальные зависимости имеют сходный характер, а средняя погрешность не превышает 15 %. В частности, при температуре $T = 470$ К результаты численного моделирования практически совпадают с экспериментальными данными, что подтверждает способность разработанного механизма горения ДТ корректно прогнозировать ламинарную скорость распространения пламени.

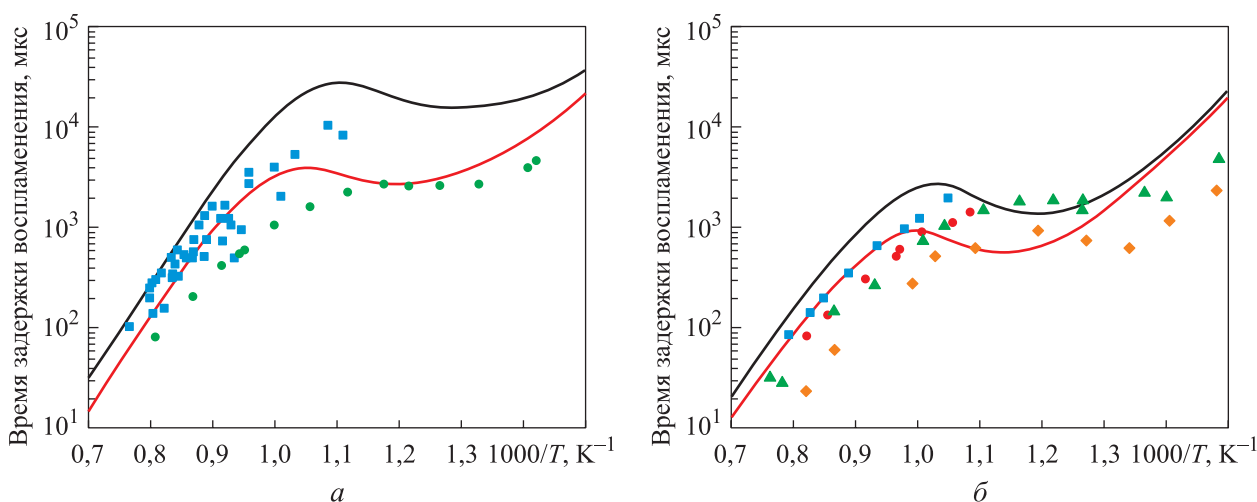


Рис. 2. Валидация кинетического механизма горения ДТ по задержке воспламенения: *a* — при $\alpha = 0,5$ (■ — DF2, $p = 0,2 \dots 0,8$ МПа; ● — F76, $p = 2$ МПа; — ДТ, $p = 0,6$ МПа; — ДТ, $p = 2$ МПа); *б* — при $\alpha = 1,0$ (■ — F76, $p = 1$ МПа; ● — F76, $p = 2$ МПа; ▲ — Jet A-1, $p = 2$ МПа; ♦ — Jet A-1, $p = 4$ МПа; — ДТ, $p = 2$ МПа; — ДТ, $p = 4$ МПа)

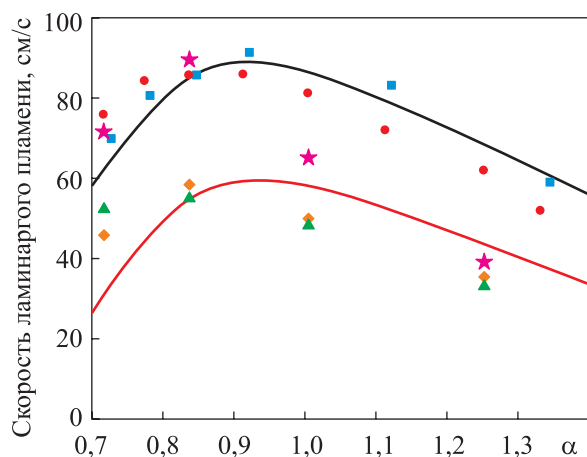


Рис. 3. Валидация кинетического механизма горения ДТ по ламинарной скорости распространения пламени и $p = 0,1$ МПа:

(■ — Jet A-1, $T = 470$ К; ● — Dt 830, $T = 470$ К; ▲ — SAE, $T = 423$ К; ◆ — Jet A-1, $T = 423$ К; ★ — JP 5, $T = 423$ К; — ДТ, $T = 470$ К; — ДТ, $T = 423$ К)

Химико-кинетический механизм горения ДТ–NH₃

Кинетический механизм двухтопливного горения дизельного топлива и аммиака сформирован путем объединения упрощенного механизма горения ДТ (смесь 70 % н-декана и 30 % 1-метилнафталина), механизма горения полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), механизма горения аммиака и механизма образования оксидов азота. Механизм горения ПАУ, предусматривающий 80 компонентов и 217 реакций, заимствован из работы [21]. Он описывает пиролиз топлива, окисление образующихся соединений C₁–C₅ и формирование предшественников сажи из малых молекул. Механизм горения NH₃ и образования NO_x требует участия 31 компонента и протекания 203 реакций и заимствован из работы [22]. Указанные механизмы валидированы по экспериментальным данным и обеспечивают достаточно точное прогнозирование характеристик горения. Для их объединения применен модуль

Mechanism Utilities программного комплекса Ansys Chemkin. В результате разработан кинетический механизм горения ДТ–NH₃, в котором участвуют 209 компонентов и протекают 894 реакции.

Валидация механизма горения ДТ–NH₃ по экспериментальным данным двухтопливного двигателя

Одноцилиндровый двигатель Caterpillar 3401 [23] был модифицирован для работы по аммиачно-дизельному двухтопливному циклу: аммиак смешивался с воздухом во впускном коллекторе, а ДТ подавалось непосредственно в цилиндр через форсунку. Основные параметры двигателя приведены ниже.

На основе предложенного механизма двухтопливного горения ДТ–NH₃ построена трехмерная CFD-модель в системе Ansys Forte. В расчетной модели использованы уравнения сохранения массы и энергии, уравнение количества движения и уравнение состояния газовой смеси.

После построения трехмерной модели результаты моделирования валидированы по экспериментальным данным при энергетической доле аммиака 0, 20 и 40 % на режиме со средним эффективным давлением 0,81 МПа и частотой вращения коленчатого вала 910 об/мин. Экспериментальные параметры топливоподачи, использованные в расчетах, приведены в таблице. Энергетическая доля аммиака RNH₃ характеризует степень замещения дизельного топлива аммиаком и определяется как доля энергии аммиака в общем количестве энергии, подводимой к двигателю с топливом.

Расчетные и экспериментальные значения давления и скорости тепловыделения в цилиндре газодизеля при трех значениях энергетической доли аммиака сопоставлены на рис. 4. Максимальные расхождения между расчетными и экспериментальными данными находятся в допустимых пределах.

Основные параметры двигателя Caterpillar 3401

Количество цилиндров	Одноцилиндровый
Диаметр × ход поршня, мм	137,2×165,1
Степень сжатия	16,25
Рабочий объем, л	2,44
Номинальная мощность, кВт	74,6
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	2100

Экспериментальные параметры топливоподачи ДТ и аммиака

Энергетическая доля аммиака, %	Угол поворота коленчатого вала, град., соответствующий		Расход, л/ч		
	началу впрыска ДТ	окончанию впрыска ДТ	ДТ	аммиака	воздуха
0	–14,2	2,2	3,38	0	83,26
20	–14,2	0,2	2,73	1,56	80,81
40	–14,2	–2,2	2,08	3,18	78,11

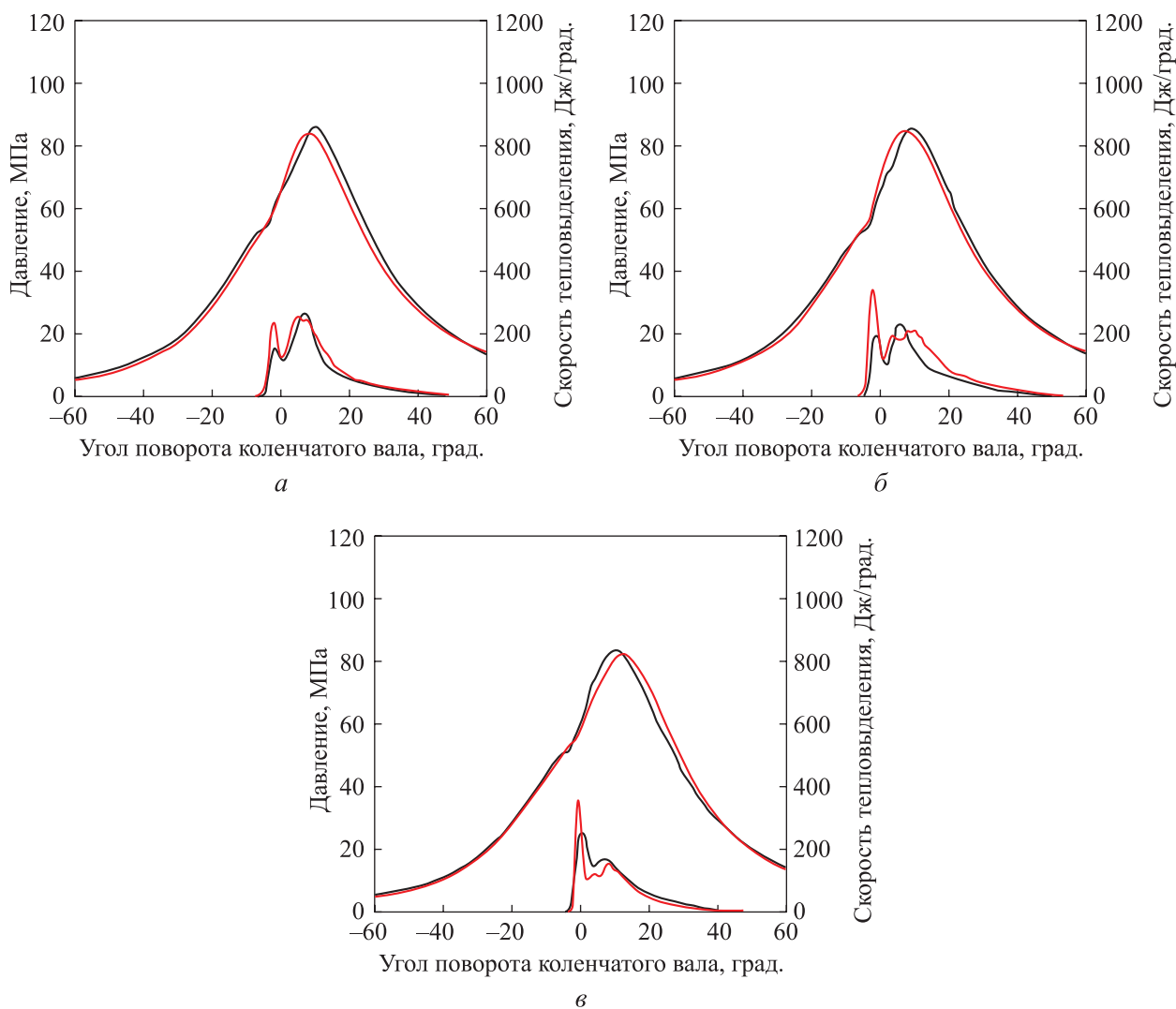


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных значений давления и скорости тепловыделения в цилиндре газодизеля при трех различных энергетических долях аммиака:
 а — ДТ; б — 20 % NH_3 ; в — 40 % NH_3 ; — результаты эксперимента; — результаты моделирования

Расчетные и экспериментальные данные по выбросам CO , CO_2 , NO и несгоревшего NH_3 с отработавшими газами двухтопливного двигателя сопоставлены на рис. 5. С увеличением степени замещения дизельного топлива аммиаком мо-

дель достаточно точно воспроизводит изменение выбросов четырех основных компонентов. Для NO при замещении 20 и 40 % расчетные значения превышают экспериментальные. Для несгоревшего NH_3 получено практически полное

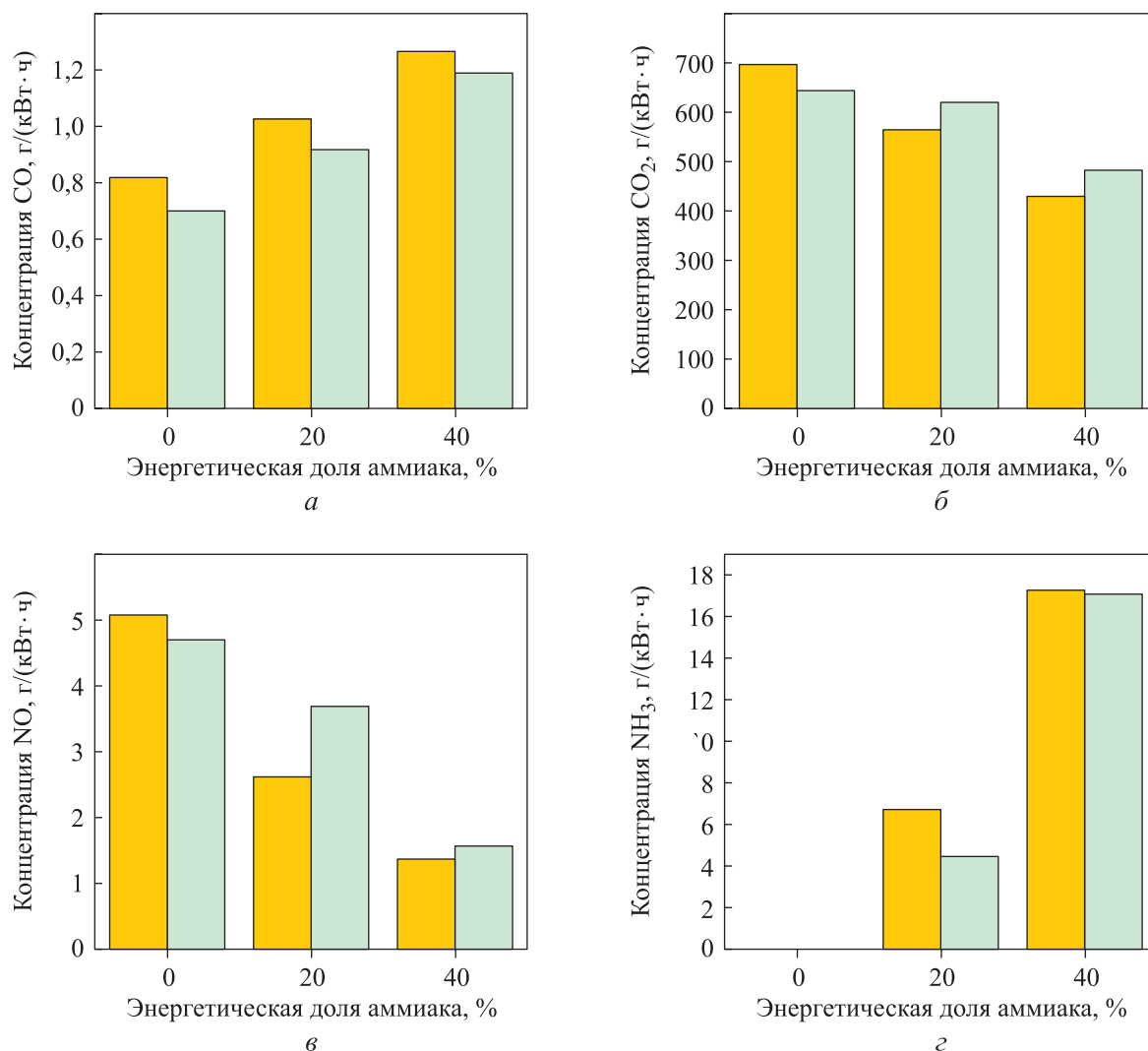


Рис. 5. Сравнение результатов расчетов концентраций вредных выбросов с экспериментальными данными при трех различных значениях энергетической доли аммиака: а — CO; б — CO₂; в — NO; г — NH₃; ■ результаты эксперимента; ■ результаты моделирования

совпадение расчетных и экспериментальных данных. Это подтверждает способность модели корректно прогнозировать выбросы двухтопливного двигателя.

Заключение

Разработан химико-кинетический механизм двухтопливного горения ДТ и аммиака путем объединения упрощенного механизма горения ДТ (смесь 70 % н-декана и 30 % 1-метилнафталина), механизма горения ПАУ, механизма горения NH₃ и механизма образования NO_x. Получен-

ный механизм предусматривает участие 209 веществ и протекание 894 реакций. Выполнена его валидация по времени задержки воспламенения и ламинарной скорости распространения пламени, а также валидация путем сопоставления расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм и показателей выбросов двухтопливного двигателя. Показано, что разработанный механизм горения ДТ–NH₃ воспроизводит экспериментальные данные в широком диапазоне режимов работы двухтопливного двигателя.

Литература

- [1] Галышев Ю.В., Ло Синьяо, Абызов О.В., Зайцев А.Б. Моделирование рабочего процесса газодизеля, работающего на аммиаке с добавкой водорода. *Тракторы и сельхозмашины*, 2024, т. 91, № 6, с. 748–759. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-635228>
- [2] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Метелев А.А. Исследование рабочего процесса газодизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Турбины и дизели*, 2023, № 4(109), с. 58–64. EDN: WOZPID
- [3] Лазарев Е.А., Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Лазарев В.Е., Плахов С.В. Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в дизелях. *Двигателестроение*, 2024, № 4 (298), с. 83–100. EDN: QQBEKS
- [4] Заев И.А., Смирнов С.В. Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2024, № 4 (298), с. 55–68. EDN: EVQQBK
- [5] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему. *Двигателестроение*, 2023, № 3(293), с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [6] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А. и др. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 4(294), с. 73–87. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [7] Reiter A.J., Kong S.C. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, no. 1, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [8] Shin J., Park S. Numerical analysis for optimizing combustion strategy in an ammonia-diesel dual-fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 2023, vol. 284, art. no. 116980. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116980>
- [9] Xu L., Xu S., Bai X.S. et al. Performance and emission characteristics of an ammonia/diesel dual-fuel marine engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, vol. 185, art. no. 113631. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113631>
- [10] Xu L., Chang Y., Treacy M. et al. A skeletal chemical kinetic mechanism for ammonia/n-heptane combustion. *Fuel*, 2023, vol. 331, pt. 2, art. no. 125830. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125830>
- [11] Sun Y., Qian Y., Sun Z. et al. Experimental and simulation study on the combustion characteristics of ammonia/n-dodecane mixtures. *Fuel*, 2024, vol. 358, pt. A, art. no. 130143. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130143>
- [12] Schindler K.P. Integrated Diesel European Action (IDEA): study of diesel combustion. *SAE Technical Paper*, 1992, art. no. 920591. <https://doi.org/10.4271/920591>
- [13] Weber J., Won H.W., Peters N. Experimental validation of a surrogate fuel for diesel. *SAE Technical Paper*, 2007, art. no. 2007-01-1842. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1842>
- [14] Westbrook C.K., Pitz W.J., Herbinet O., Curran H.J., Silke E.J. A detailed chemical kinetic reaction mechanism for n-alkane hydrocarbons from n-octane to n-hexadecane. *Combustion and Flame*, 2009, vol. 156, no. 1, pp. 181–199. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2008.07.014>
- [15] Liang J., Zhang Q., Heng Y. et al. Development of a detailed chemical kinetic model for 1-methylnaphthalene. *Molecules*, 2024, vol. 29, no. 23, art. no. 5660. <https://doi.org/10.3390/molecules29235660>
- [16] Gowdagiri S., Wang W., Oehlschlaeger M.A. A shock tube ignition delay study of conventional diesel fuel and hydroprocessed renewable diesel fuel from algal oil. *Fuel*, 2014, vol. 128, pp. 21–29. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.02.064>
- [17] Burden S., Tekawade A., Oehlschlaeger M.A. Ignition delay times for jet and diesel fuels: Constant volume spray and gas-phase shock tube measurements. *Fuel*, 2018, vol. 219, pp. 312–319. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.01.113>
- [18] Haylett D.R., Lappas P.P., Davidson D.F., Hanson R.K. Application of an aerosol shock tube to the measurement of diesel ignition delay times. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2009, vol. 32, no. 1, pp. 477–484. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2008.06.134>
- [19] Chong C.T., Hochgreb S. Measurements of laminar flame speeds of liquid fuels: Jet-A1, diesel, palm methyl esters and blends using particle imaging velocimetry (PIV). *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, no. 1, pp. 979–986. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2010.05.106>
- [20] Abi Nurazaq W., Wang W.C., Lin J.K. The properties of sustainable aviation fuel II: Laminar flame speed. *Energy*, 2024, vol. 294, art. no. 130946. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130946>
- [21] Wang Y., Raj A., Chung S.H. A PAH growth mechanism and synergistic effect on PAH formation in counterflow diffusion flames. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, no. 9, pp. 1667–1676. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.04.008>

- [22] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 229, art. no. 111366. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [23] Yousefi A., Guo H., Dev S., Liko B., Lafrance S. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine. *Fuel*, 2022, vol. 314, art. no. 122723. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122723>

References

- [1] Galyshev Yu.V., Luo Xinyao, Abyzov O.V., Zaytsev A.B. Modeling the working process of a gas-diesel engine running on ammonia with the addition of hydrogen. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2024, vol. 91, no. 6, pp. 748–759. (In Russ.). <https://doi.org/10.17816/0321-4443-635228>
- [2] Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Metelev A.A. Study of the working process of a gas-diesel engine using ammonia as a main fuel. *Turbiny i dizeli*, 2023, no. 4 (109), pp. 58–64. (In Russ.). EDN: WOZPID
- [3] Lazarev E.A., Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Lazarev V.E., Plakhov S.V. Specifics in using ammonia as the motor fuel component in the diesel engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 83–100. (In Russ.). EDN: QQBEKS
- [4] Zaeв I.A., Smirnov S.V. Studying a possibility of using mixed fuels based on the ammonia and its decomposition products for an internal combustion engine. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 55–68. (In Russ.). EDN: EVQQBK
- [5] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational studies of parameters of working process of diesel engine with ammonia additives in the intake system. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 71–93. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [6] Sa Boven, Liu Ying, Markov V.A. et al. Combustion process characteristics and ecological indicators of the two-fuel diesel engine running on ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 73–87. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [7] Reiter A.J., Kong S.C. Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, no. 1, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [8] Shin J., Park S. Numerical analysis for optimizing combustion strategy in an ammonia-diesel dual-fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 2023, vol. 284, art. no. 116980. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116980>
- [9] Xu L., Xu S., Bai X.S. et al. Performance and emission characteristics of an ammonia/diesel dual-fuel marine engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, vol. 185, art. no. 113631. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113631>
- [10] Xu L., Chang Y., Treacy M. et al. A skeletal chemical kinetic mechanism for ammonia/n-heptane combustion. *Fuel*, 2023, vol. 331, pt. 2, art. no. 125830. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125830>
- [11] Sun Y., Qian Y., Sun Z. et al. Experimental and simulation study on the combustion characteristics of ammonia/n-dodecane mixtures. *Fuel*, 2024, vol. 358, pt. A, art. no. 130143. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130143>
- [12] Schindler K.P. Integrated Diesel European Action (IDEA): study of diesel combustion. *SAE Technical Paper*, 1992, art. no. 920591. <https://doi.org/10.4271/920591>
- [13] Weber J., Won H.W., Peters N. Experimental validation of a surrogate fuel for diesel. *SAE Technical Paper*, 2007, art. no. 2007-01-1842. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1842>
- [14] Westbrook C.K., Pitz W.J., Herbinet O., Curran H.J., Silke E.J. A detailed chemical kinetic reaction mechanism for n-alkane hydrocarbons from n-octane to n-hexadecane. *Combustion and Flame*, 2009, vol. 156, no. 1, pp. 181–199. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2008.07.014>
- [15] Liang J., Zhang Q., Heng Y. et al. Development of a detailed chemical kinetic model for 1-methylnaphthalene. *Molecules*, 2024, vol. 29, no. 23, art. no. 5660. <https://doi.org/10.3390/molecules29235660>
- [16] Gowdagiri S., Wang W., Oehlschlaeger M.A. A shock tube ignition delay study of conventional diesel fuel and hydroprocessed renewable diesel fuel from algal oil. *Fuel*, 2014, vol. 128, pp. 21–29. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.02.064>
- [17] Burden S., Tekawade A., Oehlschlaeger M.A. Ignition delay times for jet and diesel fuels: Constant volume spray and gas-phase shock tube measurements. *Fuel*, 2018, vol. 219, pp. 312–319. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.01.113>
- [18] Haylett D.R., Lappas P.P., Davidson D.F., Hanson R.K. Application of an aerosol shock tube to the measurement of diesel ignition delay times. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2009, vol. 32, no. 1, pp. 477–484. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2008.06.134>

- [19] Chong C.T., Hochgreb S. Measurements of laminar flame speeds of liquid fuels: Jet-A1, diesel, palm methyl esters and blends using particle imaging velocimetry (PIV). *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, no. 1, pp. 979–986. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2010.05.106>
- [20] Abi Nurazaq W., Wang W.C., Lin J.K. The properties of sustainable aviation fuel II: Laminar flame speed. *Energy*, 2024, vol. 294, art. no. 130946. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130946>
- [21] Wang Y., Raj A., Chung S.H. A PAH growth mechanism and synergistic effect on PAH formation in counterflow diffusion flames. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, no. 9, pp. 1667–1676. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.04.008>
- [22] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 229, art. no. 111366. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [23] Yousefi A., Guo H., Dev S., Liko B., Lafrance S. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine. *Fuel*, 2022, vol. 314, art. no. 122723. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122723>

Материалы получены редакцией 09.07.2026

Сведения об авторах

Галышев Юрий Виталиевич — доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: galyshev57@yandex.ru

Ло Синьяо — аспирант Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: losinyao181031@gmail.com

Абызов Олег Витальевич — кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: oleg.abyzov@yandex.ru

Грачев Алексей Андреевич — кандидат технических наук, доцент, директор Высшей школы транспорта ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: grachev_aa@spbstu.ru

Худорожков Сергей Иванович — доктор технических наук, профессор Высшей школы транспорта ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: xcu-55@mail.ru

Information about the authors

Galyshev Yuri Vitalievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: galyshev57@yandex.ru

Luo Xinyao — Postgraduate Student, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: losinyao181031@gmail.com

Abyzov Oleg Vitalievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: oleg.abyzov@yandex.ru

Grachev Alexey Andreevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Director, Higher School of Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: grachev_aa@spbstu.ru

Khudorozhkov Sergey Ivanovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Higher School of Transport, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: xcu-55@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Галышев Ю.В., Ло Синьяо, Абызов О.В., Грачев А.А., Худорожков С.И. Разработка упрощенного химико-кинетического механизма горения дизельного топлива и аммиака для моделирования рабочего процесса газодизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2026, № 3(305), с. 99–108.

Citation:

Galyshev Yu.V., Luo Xinyao, Abyzov O.V., Grachev A.A., Khudorozhkov S.I. Development of a simplified chemical kinetic mechanism for diesel fuel and ammonia combustion for modeling the working process of a gas-diesel engine. *Engines Construction*, 2026, no. 3(305), pp. 99–108. (In Russ.).

Требования к оформлению статей

1. Статьи направляются в редакцию по электронной почте. Архив материалов должен иметь формат .rar, рисунки могут находиться в одном архиве с текстом.
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, ИТС), экспертное заключение о возможности опубликования в открытой печати, авторское заявление на публикацию статьи.
4. Заявление должно быть подписано авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия организации, адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код РИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.
5. 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 150 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.
6. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе MS Word. Текст должен быть набран через полтора интервала 14-м кеглем, шрифт Times New Roman 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).
7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисовочными подписями.
8. Формулы набирают в редакторе MathType, Microsoft Equation. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.
9. 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).
10. 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, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.
11. 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 авторами, которые не выполнили основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.
12. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.
13. Плата за публикацию статей не взимается.

Presentation Requirements

1. Articles should be submitted to the editorial office by e-mail. The materials should be archived in .rar format, the pictures may be included in the same archive as the manuscript.
2. The article in total (text and illustrations) should contain from 4 to 20 pages of A4 format.
3. The article must be accompanied by an introductory letter from the institution (department, Science and Technology Council), author's application for publishing.
4. The text of the article should be thoroughly proofread.
5. The article should be signed by the authors stating their full names, academic degrees and titles, position, number of the published scientific papers and the area of research, postal code, name of the institution (organization), electronic mail address, telephone number, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID. Photos of the authors should be submitted electronically with the resolution of no less than 300 dpi.
6. In the beginning of the article, in the top left corner, a UDC identifier should be placed. It should also contain the following (in the order of appearance): full title of the article, the initials and last names of the authors, abstract of no less than 150 words in Russian and English, (including relevance, problem definition, methods of solving the problem, results and conclusions), key words — concepts and terms used in the article (8–10 words), text of the article, references, information about author.
7. The article should be written in the word processor Word 2010. The text should be typed at 1.5 interval, font Times New Roman, font size 14 on one side of the sheet with 2.5 cm margins without comments or inserts. Indents should be the same throughout the text at 1.25 cm. Quotation marks (" "), brackets ([], (),), dash in text (—) and hyphen (–) in numbers (1–5, 1996–1998, etc.) should be used as appropriate. The pages must be numbered. The article should contain references to the tables, pictures and sources cited in the materials. Only endnotes (continuous) should be used. Only automatic hyphenation must be used (manual hyphenation is strictly prohibited).
8. Additionally, originals of the pictures should be submitted to the editorial office as separate files in the .tiff, .jpg, .bmp, .pdf, .eps format with the 300 dpi resolution. Color images (diagrams, photographs, computer box, and so forth) should be represented in color. All pictures should be numbered and should have captions. The use of (character graphics) as well as pictures, drawings and photographs created using obsolete techniques is not allowed.
9. Formulae should be typed using MathType. Greek characters should be typed in regular font, Russian characters in formulae (including those in indices) — in regular font, Latin characters — in italics.
10. The International System of Units (SI) should be used in the article. Abbreviation should be explained at their first mentioning in the text except for the commonly used units of measurement, physical, chemical, technical and mathematical values and terms (units of measurements are given in Russian).
11. The list of literature should contain references in the same order as they appear in the text. The references in the body of the article should be placed in square brackets. For articles, the following details should be mentioned: last name and initials of the author, title of the article, title of the journal, year, volume, number or issue, numbers of the pages where the article was published. The list of literature should include references to relevant scientific papers published in the last 5 years in peer-reviewed (indexed) scientific periodical publications. It is not recommended to use references to study books and study materials as well as non-peer-reviewed popular science magazines. The list of literature should contain at least 15 references to scientific journals. Self-citing should be avoided unless deemed necessary.
12. The author is notified when the article is received. The materials that do not meet the above-mentioned requirements and the scope of the journal are rejected without further consideration. The editorial office reserves the right not to enter into correspondence with those who have not fulfilled basic requirements for publishing. The date when the final version of the manuscript text, files and accompanying documents are received by the editorial board, is considered the date of receipt.
13. The manuscripts that satisfy the above-mentioned requirements are peer-reviewed. A decision on publishing is made by the editorial board.
14. The publication of papers in the journal is free of charge.

МГТУ им. Н.Э. Баумана,
105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.ru

Подписной индекс журнала
«Двигателестроение» в каталоге
«Пресса России» на 2026 г.
70259

Подписку можно
оформить в агентстве
«Урал-Пресс»
www.ural-press.ru



dvs.bmstu.ru