

Двигателестроение

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2022.2

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки), 05.04.02 – Тепловые двигатели (технические науки), 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки (технические науки), 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы (технические науки), 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика (технические науки) с 28.12.2018, 2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки), 2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022

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 21.06.2022. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 10,5.

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

Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике 4

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Костюченков А.Н., Зеленцов А.А., Касько А.А.**

Доводка рабочего процесса авиационного поршневого двигателя с применением фрактальной модели сгорания 29

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей**Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Фершалов Ю.Я.**

Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале 39

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование**Хрящёв Ю.Е., Бойков Д.В., Перепелин А.П.**

К вопросу о формировании внешней скоростной характеристики многотопливных дизелей 53

Альтернативные топлива**Лиханов В.А., Лопатин О.П.**

Исследование показателей рабочего процесса быстроходного малоразмерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле 61

Марков В.А., Иванкин А.Н., Бовэнь Са, Доронин Д.Ю.

Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива 72

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
BMSTU
E-mail: dieseljournal@yandex.ru
<http://www.rdiesel.ru/>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.), acting Rector
Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive Secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

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

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

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

Contents**General Problems of Engine Building****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 4**Calculations, Design, Research of Piston Engines****Kostuchenkov A.N., Zelentsov A.A., Kasko A.A.**

Improvement of the Working Process of Aviation Piston Engine using a Fractal Combustion Model 29

Calculations, Design, Research of Gas Turbine Engines**Passar A.V., Timoshenko D.V., Fershalov Y.Ya**Influence of the Design Angle of the Turbine Impeller Outlet on the Nature of the Gas Flow
in the Inter-Blade Channel 39**Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics****Khryashchov Yu.Ye., Boykov D.V., Perepelin A.P.**

On the Issue of Adjusting the External Speed Characteristics of Multi-Fuel Diesel Engines 53

Альтернативные топлива**Likhanov V.A., Lopatin O.P.**Investigation of the Working Process Indicators of a High-Speed Small-Sized Diesel Engine
when Running on Ethanol and Rapeseed Oil 61**Markov V.A., Ivankin A.N., Bowen Sa, Doronin D.Yu.**

Tallow Oil as a Raw Material for the Production of Biodiesel Fuel 72

Обращение к читателям журнала

Дорогие коллеги, друзья, в этом году исполнилось 43 года со дня выхода первого номера журнала «Двигателестроение». Этот ведущий журнал двигателестроительной отрасли начал издаваться с января 1979 года в Ленинграде Центральным научно-исследовательским дизельным институтом (ЦНИДИ). Первым главным редактором журнала был директор ЦНИДИ Владлен Иванович Балакин. В те годы, когда отечественное двигателестроение устойчиво и планомерно развивалось, специалисты отрасли испытывали острую необходимость в наличии научного журнала, на страницах которого они могли бы широко и открыто обсуждать самые актуальные проблемы развития отечественного двигателестроения. Вплоть до 1990-х годов журнал издавался ежемесячно и объединял большинство учреждений и предприятий двигателестроения страны в единое информационное пространство. Журнал стал своеобразной трибуной для обмена научно-технической информацией о тенденциях развития двигателестроения.

Завершающийся период перестройки и проблемы проведения экономических реформ в середине 1990-х годов поставили издателя журнала — ЦНИДИ, также как и большинство предприятий страны, в сложнейшее экономическое положение, а сам журнал оказался под угрозой закрытия. Из-за возникших финансовых проблем журнал стал издаваться один раз в квартал. Этот непростой период продлился до начала 2000-х годов.

В начале 2005 г. распоряжением конкурсного управляющего ЦНИДИ права на издание журнала «Двигателестроение» были переданы ООО «ЦНИДИЭкосервис», коммерческой организации, созданной после ликвидации ЦНИДИ на базе отдела малотоксичных двигателей, в целях продолжения издательской деятельности и выполнения обязательств редакции перед подписчиками. В это непростое время главным редактором журнала стал директор ООО «ЦНИДИЭкосервис» Лев Анатольевич Новиков. Под его руководством журнал продолжал регулярно издаваться, сохраняя свои лучшие традиции и развивая новые. Несмотря на все трудности, режим ежеквартального выпуска журнала был сохранен и ни разу не нарушен.

В последние годы популярность журнала значительно выросла не только среди российской читательской аудитории, но и среди зарубежных информационных агентств. Это нашло отражение в высоких рейтинговых показателях журнала, определяемых по методикам Высшей аттестационной комиссии (ВАК) и Российской национальной электронной библиотеки. Стали поступать предложения о сотрудничестве от зарубежных информационных агентств, специализирующихся на распространении научных статей и изданий. Вместе с тем непростая экономическая ситуация, необходимость привлечения бюджетных средств и реформа научных специальностей ВАК Российской Федерации привели к тому, что начиная с 2022 г. журнал «Двигателестроение» начал издаваться в старейшем техническом вузе страны — Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Отметим, что требования к периодическим научным изданиям перечня ВАК с каждым годом становятся все более жесткими. В связи с укрупнением научных специальностей ВАК проводит перерегистрацию периодических изданий, в которых публикуются результаты диссертационных исследований. В новом заявленном перечне научных специальностей, по которым будут публиковаться статьи, кроме новой объединенной специальности 2.4.7 — турбомшины и поршневые двигатели присутствует еще 9 специальностей, среди которых 1.1.9 — механика жидкости, газа и плазмы, 2.4.5 — энергетические системы и комплексы, 2.4.6 — теоретическая и прикладная теплотехника, 2.4.10 — техносферная безопасность (в энергетике), 2.5.3 — трение и износ в машинах, а также ряд других смежных специальностей.

Новая редколлегия журнала прилагает усилия к повышению научного уровня публикуемых статей, более широкому привлечению аспирантов, докторантов, специалистов к изданию журнала. Надеемся, что издание журнала в стенах МГТУ им. Н.Э. Баумана позволит популяризировать новейшие разработки отечественных и зарубежных специалистов в области двигателестроения, повысить рейтинг журнала и сделать его одним из ведущих научно-технических изданий страны.

Главный редактор журнала — и. о. ректора МГТУ им. Н.Э. Баумана
Михаил Валерьевич Гордин

Председатель редколлегии — заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана
Владимир Анатольевич Марков

Генеральный директор ООО «НПФ «Экология»
Лев Анатольевич Новиков

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 620.9+621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.2.4-28

Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике

А.И. Гайворонский, М.В. Гордин, В.А. Марков

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy

A.I. Gayvoronskiy, M.V. Gordin, V.A. Markov

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Актуальность статьи обусловлена необходимостью кардинального улучшения экологических показателей современных транспортных средств, эксплуатируемых в крупных городах. Показано состояние и намечены основные тенденции решения проблем выбросов парниковых газов в мире и Российской Федерации. Рассмотрены сценарии «зеленого перехода» мировой и российской энергетики к углеродно нейтральной энергетике. Представлена стратегия низкоуглеродного развития энергетики России на период до 2050 года. Проанализированы возможности использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив для решения задач «зеленого перехода» мировой и российской энергетики. Сделан вывод об актуальности исследований, направленных на изучение коммерческого потенциала использования водорода, аммиака, природного газа, биотоплив с целью достижения планируемых показателей в области снижения выбросов парниковых газов.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовый двигатель, газодизельный двигатель, водородный двигатель, электромобиль, углеводородное топливо, углерод, водород, показатели токсичности отработавших газов

The relevance of the article is due to the need to radically improve the environmental performance of modern vehicles operated in large cities. The article presents the state and main trends in solving the problems of greenhouse gas emissions in the world and the Russian Federation. Scenarios of the “green transition” of the world and Russian energy to carbon neutral energy are considered. The strategy of low-carbon energy development in Russia for the period up to 2050 is presented. The possibilities of using carbon-free and low-carbon motor fuels to solve the problems of the “green transition” of world and Russian energy are analyzed. The conclusion is made about the relevance of research aimed at studying the commercial potential of using hydrogen, ammonia, natural gas, biofuels in order to achieve the planned indicators of reducing greenhouse gas emissions.

Keywords: internal combustion engines, gas engine, gas diesel engine, hydrogen engine, electric vehicle, hydrocarbon fuel, carbon, hydrogen, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Мобильные и стационарные энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) играют существенную роль в загрязнении окружающей среды. В развитых странах транспортные ДВС рассматриваются как основной источник выбросов в атмосферу вредных

веществ. В США доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) ДВС превысила 60 % [1, 2]. Нормируемыми токсичными компонентами ОГ ДВС являются оксиды азота, монооксид углерода, несгоревшие углеводороды, твердые частицы. Помимо указанных вредных веществ необ-

ходимо также учитывать эмиссию парниковых газов, наиболее массовым из которых является диоксид углерода (углекислый газ) CO_2 . Образующийся в результате окисления сгорающих в ДВС углеводородов моторных топлив углекислый газ не оказывает заметного токсического воздействия на организм человека. Он поглощается растениями с выделением кислорода. Однако ограничение эмиссии этого токсичного компонента ОГ необходимо для уменьшения парникового эффекта и глобального потепления.

Парниковый эффект заключается во вторичном нагреве атмосферы инфракрасным излучением, отраженным от поверхности земли, поглощаемым главным образом шестью из находящихся в атмосфере газов, среди которых: диоксид углерода CO_2 , метан CH_4 , закись азота N_2O , гидрофторуглероды HFC, перфторуглероды PFC, гексафторид серы SF_6 . Как следует из данных в табл. 1, наименьшей парниковой активностью обладает углекислый газ, но его массовый выброс в атмосферу достигает 68 %, тогда как выброс метана составляет 21 %, N_2O — 10 %, остальных парниковых газов — до 1 % [3]. Отметим, что концентрация углекислого газа в атмосфере непрерывно увеличивается: если в середине XIX в. такая объемная концентрация CO_2 составляла около 0,028 %, то в настоящее время она достигла 0,037 %, а к концу XXI в. ожидается ее повышение до 0,049...0,126 %. Этому способствует интенсивное использова-

ние человеком полезных ископаемых — угля, нефти и газа, при сжигании которых образуется значительное количество углекислого газа, выбрасываемого в атмосферу, и массовая вырубка лесов, которые поглощают CO_2 из воздуха в процессе биосинтеза. В результате за последние 250 лет концентрация углекислого газа и метана в атмосфере увеличилась на 31 и 151 % соответственно.

Производство и сжигание углеродсодержащих топлив из ископаемого сырья приводит к выбросам более 32 Гт углекислого газа в год, что превышает 60 % общих ежегодных выбросов этого газа, составляющих 50 Гт [4]. Значительное количество в атмосфере Земли углекислого газа, поглощающего солнечные лучи, создает парниковый эффект, приводящий к так называемому тепловому загрязнению. Вследствие этого явления повышается температура воздуха в нижних слоях атмосферы. Ежегодное увеличение средней температуры составляет 0,04...0,10 °C. В результате парникового эффекта возникают различные климатические аномалии: усиливается засуха в южных районах; уменьшается площадь, занимаемая снежным покровом и ледниками; повышается уровень морей и океанов; учащаются природные катастрофы, вызванные сильными ветрами (штормы, цунами, ураганы) и наводнениями. Кроме того, повышение содержания в атмосфере CO_2 способствует образованию озоновых дыр. При

Таблица 1. Парниковая активность газов и источники их образования

Название газа	Химическая формула	Парниковая активность	Источники образования и сферы применения
Диоксид углерода	CO_2	1	Горение жидких, твердых и газообразных топлив, в состав которых входит углерод
Метан	CH_4	21	Процессы гниения, газодобыча, утечки через уплотнения в магистральных трубопроводах и газобаллонных установках автотранспорта
Закись азота	N_2O	310	Производство азотных удобрений и азотной кислоты, отработавшие газы ДВС (особенно при наличии нейтрализаторов)
Гидрофторуглероды	HFC: $\text{C}_x\text{H}_y\text{F}_z$	140–11 700	Заменители хлорфторуглеродов: упаковка, холодильное оборудование, огнетушители, чистящие средства, аэрозоли; производство самих гидрофторуглеродов
Перфторуглероды	PFC: CF_4 , C_2F_6	6 500–9 200	Используются при алюминиевом литье, заменители хлорфторсодержащих веществ
Гексафторид серы	SF_6	23 900	Используются при изготовлении высоковольтных выключателей и магниевом литье

снижении концентрации озона в атмосфере земли повышается отрицательное воздействие жесткого ультрафиолетового излучения на организм человека.

В 1992 г. Международный комитет Организации Объединенных Наций (ООН) по окружающей среде принял Рамочную конвенцию ООН об изменении климата (РКИК), на основе которой секретариат ООН координирует мировые усилия по сокращению антропогенных воздействий на атмосферу планеты. Более 180 стран присоединились к РКИК, Россия ратифицировала РКИК в 1994 г. Страны — участники заседания 1992 г. обязались к 2000 г. сократить выброс всех парниковых газов (в пересчете на CO_2) до уровня 1990 г. Пять лет спустя (в 1997 г.) третья конференция стран — участниц РКИК приняла согласованное дифференцированное решение по допустимому уровню выбросов диоксида углерода каждой страной — Киотский протокол [4]. Согласно ему, в период с 2008 по 2012 г. каждая страна должна была снизить выбросы CO_2 на 6 % по отношению к уровню

1990 г. Эти ограничения начали действовать с 2008 г.

Киотский протокол предусматривает три механизма достижения поставленной цели. Среди них — «чистое развитие» (страны снижают выбросы парниковых газов в результате модернизации своих предприятий и увеличивают площади лесов), «совместное сотрудничество» (высокоразвитые страны помогают развивающимся внедрить в производство технические решения, снижающие выброс парниковых газов), «торговля квотами на парниковые газы» (страна, имеющая положительный баланс выброса и поглощения парниковых газов, может продать разницу другому государству). Сложившаяся к 2010 г. ситуация по выбросу и поглощению парниковых газов в ведущих странах мира представлена в табл. 2 [4].

Отметим, что проблема снижения выброса в атмосферу парниковых газов (и в первую очередь — углекислого газа CO_2) тесно связана с проблемой улучшения показателей топливной экономичности ДВС. В соответствии

Таблица 2. Ситуация по выбросу и поглощению парниковых газов в ведущих странах мира

Страна	Квота на выброс парниковых газов, тыс. т	Доля страны в общем выбросе, %	Площадь территории страны, тыс. км ²	Население страны, млн. чел.	Площадь лесов в стране, %	Удельный выброс парниковых газов			Поглощение парниковых газов лесами, тыс. т	Баланс (превышение поглощения CO_2 над квотой), тыс. т
						кг/чел.	т / долл. США*	кг/км ²		
США	4 956	36,1	9 363	290,3	30	17,1	0,6	529	2 808	–2147
Россия	2 389	17,4	17 075	144,5	46	16,5	8,3	140	7 854	5466
Япония	1 167	8,5	370	127,2	67	9,2	2,8	3154	248	–919
ФРГ	1 016	7,4	356	82,4	31	12,3	0,6	2854	110	–906
Британия	590	4,3	244	60,1	10	9,8	0,6	2419	24	–566
Канада	453	3,3	9 976	32,2	54	14,1	0,6	45	5 387	4934
Италия	426	3,1	301	58,0	23	7,3	0,6	1414	69	–356
Польша	412	3,0	312	38,0	28	10,8	8,3	1320	88	–324
Франция	371	2,7	551	60,2	27	6,2	0,6	673	149	–222
Австралия	288	2,1	7 687	19,7	19	14,6	1,8	38	1 461	1172
Нидерланды	165	1,2	41	16,2	8	10,2	0,6	4018	3	–161
Бельгия	110	0,8	30,5	10,2	21	10,8	0,6	3601	6	–103
Австрия	55	0,4	84	7,3	32	7,5	0,6	654	26	–28
Швеция	55	0,4	450	8,9	68	6,2	0,6	122	305	250
Финляндия	55	0,4	338	5,2	76	10,6	0,6	162	257	202
Общий выброс	13 728	100,0	—	—	—	—	—	—	—	—

* Определяется для каждой страны в виде отношения выброса парниковых газов в тоннах к валовому внутреннему продукту (ВВП) в долларах США.

с Правилами № 101 Европейской экономической комиссии ООН, регламентирующими содержание CO_2 в ОГ двигателей автомобилей с полной массой не более 3,5 т, выброс CO_2 с ОГ не должен превышать 135 г/км при испытаниях транспортного средства по ездовому циклу NEDC (New European Driving Cycle — Новый европейский испытательный цикл) [5]. Аналогом этих правил является ГОСТ Р 41.101–99. Начиная с 2012 г. наряду с требованиями к топливной экономичности в США введены и ограничения на выбросы парниковых газов. Для этой цели Агентством по защите окружающей среды (EPA — Environmental Protection Agency) разработаны соответствующие стандарты, которые гармонизированы со стандартами по топливной экономичности CAFE (Corporate Average Fuel Economy — средний уровень топливной экономичности). Согласно им, ограничиваются предельно допустимые выбросы парниковых газов с ОГ автотранспортных средств.

Введение в действие стандартов CAFE топливной экономичности и выбросов CO_2 за период 2012–2016 гг. повысило средний уровень топливной экономичности на 14 %, а на период с 2017 по 2025 г. должно повысить этот уровень еще на 36 %, или по сравнению с 2011 г. — в 1,7 раза [6]. Стандарты CAFE представляют собой хорошо и глубоко проработанную систему требований, дифференцированную по классам автомобилей. Европейские требования также

относятся к транспортным средствам массой до 3,5 т, поэтому представляет интерес их сопоставление. Для этого все данные были приведены к испытательному циклу, используемому в стандарте CAFE. Результаты такого сопоставления приведены на рис. 1, а (требования к топливной экономичности) и рис. 1, б (требования к выбросу парниковых газов). Как следует из этих данных, жесткость стандартов США значительно меньше жесткости стандартов, принятых Европейским Союзом.

Таким образом, в соответствии с нормами на выбросы парниковых газов, действующими в США, выброс CO_2 с ОГ дизеля легкового автомобиля должен составлять не более 200 г/км (в соответствии с европейскими нормами — не более 135 г/км). Для соблюдения этих норм расходы топлива должны составлять соответственно 7,4 и 5,3 л на 100 км. В недалекой перспективе ожидается, что нормой станут 90 г/км. Это означает, что расход топлива придется снизить до 3,4 л на 100 км [4].

В июле 2021 г. Европарламент принял пакет законов Fit for 55 (FF55), в которых изложена стратегия по борьбе с изменением климата (рис. 2) [7, 8]. В соответствии с этим пакетом к 2030 г. объемы выбросов основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа CO_2) в Европейских странах должны быть снижены до 55 % от уровня 1990 г. Более отдаленная стратегическая задача — к 2050 г. достичь

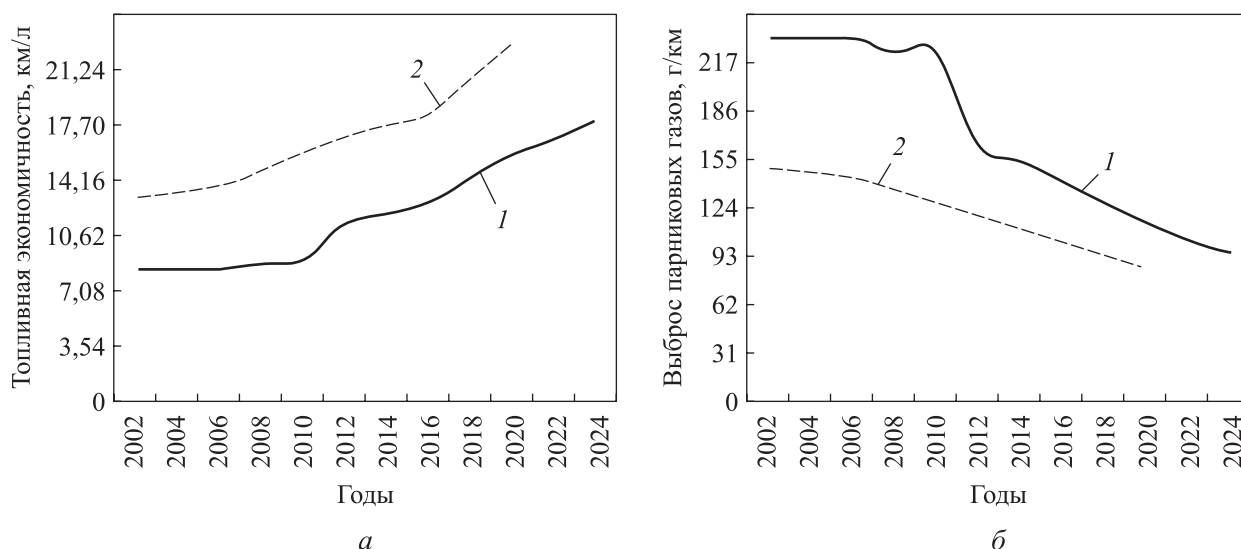


Рис. 1. Изменение американских (1) и европейских (2) требований к топливной экономичности (пути, который транспортное средство проедет на одном литре топлива) (а) и выбросам парниковых газов (б) двигателей легковых автомобилей, приведенных к испытательному циклу CAFE

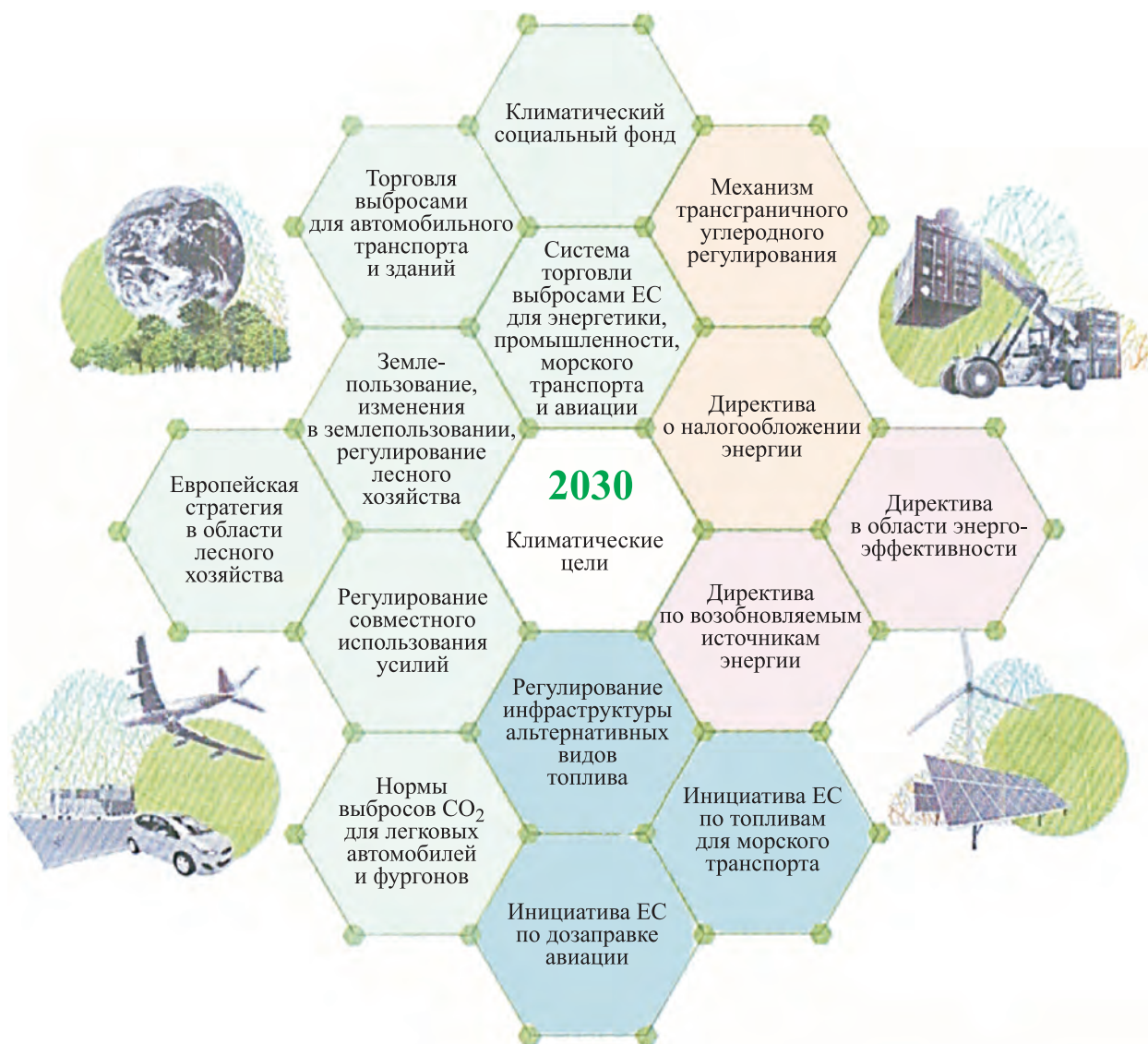


Рис. 2. Пакет законов Fit for 55 (FF55) стратегии по борьбе с изменением климата

в странах Европейского союза нулевых выбросов парниковых газов, что позволит сделать Европу первым климатически нейтральным континентом. При этом неизбежна трансформация энергетического сектора Евросоюза, 46 % выбросов CO_2 которого приходится на промышленность и энергетику и 27 % — на транспорт. Транспортный сектор будет развиваться в направлении декарбонизации, т. е. использования низкоуглеродных энергетических установок [9–11].

Одним из эффективных направлений стратегии по борьбе с изменением климата является расширение использования в мобильных и стационарных энергетических установках альтернативных видов моторного топлива [12–15]. При этом в качестве перспективных моторных

топлив, применение которых обеспечивает снижение парникового эффекта, рассматриваются природный газ и водород [16–18]. Целью исследования является анализ проблем и перспектив развития газомоторного рынка в условиях различных сценариев «зеленого перехода» мировой и российской энергетики, а также направления развития энергетических установок с ДВС и двигателями других типов в связи с перспективой перехода к низкоуглеродной энергетике.

Сценарии «зеленого перехода» мировой и российской энергетики к углеродно-нейтральной энергетике

Продолжающийся рост выбросов парниковых газов, связанный с развитием экономики и транс-

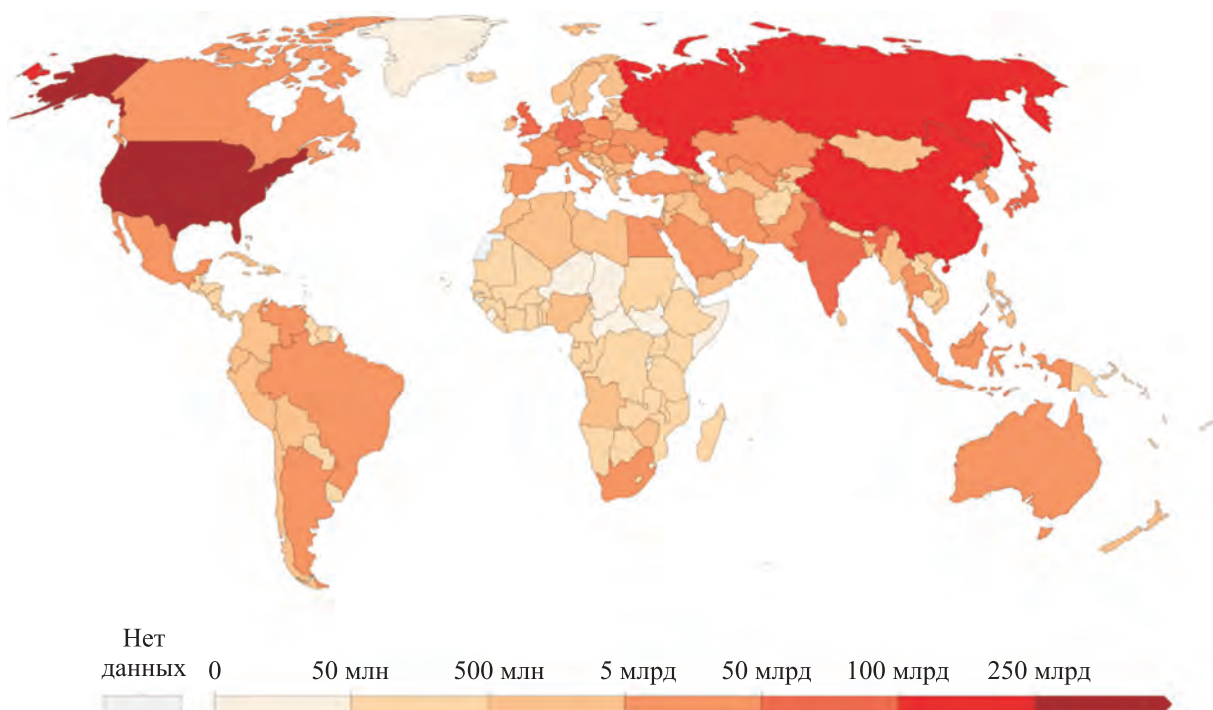


Рис. 3. Мировая карта выбросов диоксида углерода в 2020 г., т

портного сектора, привел к значительным климатическим изменениям, в том числе к росту среднегодовой температуры в большинстве регионов мира. Основную долю в этих выбросах составляет диоксид углерода (CO_2), который является продуктом конечного окисления углеводородных топлив, используемых для генерации всех видов энергии (тепловой, механической, электрической). Политика ограничения этих выбросов стала преобладающим направлением воздействия законодательных инициатив на развитие транспортного сектора, который будет вносить основной вклад в модернизацию мирового производства и мировой экономики в обозримом будущем.

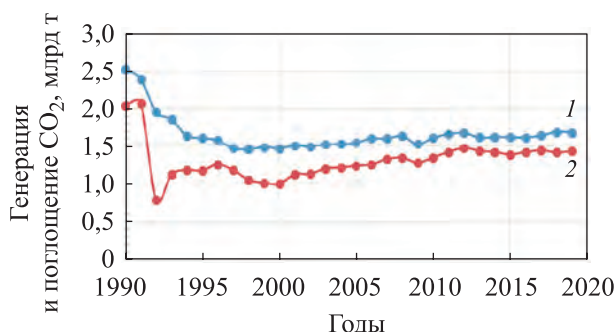


Рис. 4. Динамика генерации (1) и поглощения (2) углекислого газа в России

Мировая карта выбросов диоксида углерода в 2020 г., представленная на рис. 3, свидетельствует о том, что наряду с США, Китаем и Индией Российская Федерация входит в число государств, вносящих основной вклад в выбросы диоксида углерода в мировые объемы эмиссии этого парникового газа [19]. Вместе с тем Россия обладает значительным ресурсом поглощения CO_2 , что подтверждается данными, приведенными на рис. 4 [19, 20]. В 2020 г. разница (т. е. превышение нулевого баланса) составила примерно 140 млн т.

Структура вклада различных отраслей в общий объем выбросов парниковых газов в каждой стране мира имеет свою специфику. Представленные на рис. 5 данные по выбросам парниковых газов в Российской Федерации в пересчете на CO_2 по отраслям свидетельствуют о том, что на долю транспортного сектора приходится приблизительно 9,7 % всех выбросов, при этом не менее 97 % приходится на долю автомобильного транспорта [20].

Существует два вида инструментов — подходов к регулированию выбросов парниковых газов: административно-технические и экономические (рыночные). Административно-технические подходы включают:

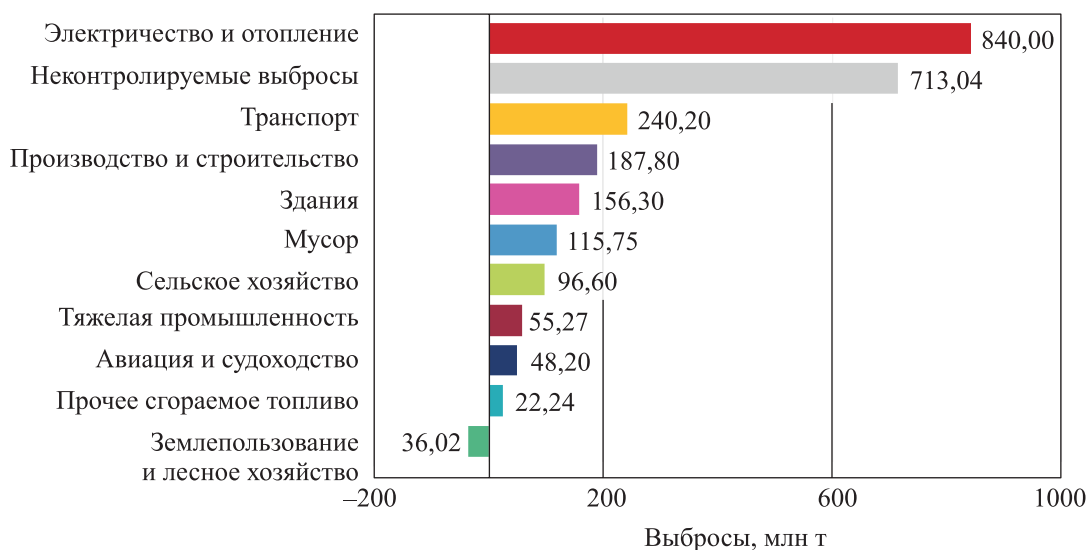


Рис. 5. Структура выбросов парниковых газов в России в 2016 г. в эквиваленте углекислого газа (неконтролируемые выбросы — выбросы вне дымовых труб, при обработке отходов и др.)

- техническое регулирование;
- нормы расходования ресурсов (нормы потребления топлив, стандарты энергоэффективности зданий и т. д.;
- наилучшие доступные технологии;
- формирование перечня технологий, которые одновременно технически доступны и в наибольшей степени отвечают целям защиты окружающей среды;
- количественные ограничения выбросов (для компаний, отраслей).

Экономические (рыночные) подходы нацелены на создание экономических стимулов в отношении снижения выбросов минимизации производства или потребления грязной (в отношении выбросов) продукции и включают в себя:

- углеродные налоги;
- системы торговли квотами с установлением «потолка» выбросов или определением базовых линий;
- субсидии на сокращение выбросов;
- налог на грязную продукцию;
- субсидии на чистую продукцию.

Экономические (рыночные) инструменты (т. е. такие, которые создают фактическую «цену на углерод») считаются наиболее гибкими и эффективными. Это позволяет заложить в стоимость продукции те внешние издержки, которые экономике и обществу в целом придется понести для преодоления последствий выбросов, монетизировав тем самым урон окружающей

среде. Наиболее популярные из таких инструментов — углеродные налоги и системы торговли квотами (СТК, emissions trading system, ETS). По состоянию на октябрь 2020 г. Всемирный банк насчитал 64 действующих или имеющих дату начала действия инициативы по углеродному ценообразованию [20]. Инициативы охватывают 46 национальных и 35 субнациональных юрисдикций и покрывают 22,3 % глобальных выбросов парниковых газов (22 Гт $\text{CO}_{2\text{-экв}}$).

В настоящее время начала складываться мировая торговля выбросами диоксида углерода. Доли диоксида углерода, включенные в мировую торговлю, показаны на рис. 6 [19]. При этом доля выбросов диоксида углерода, включенная в торговлю, измеряется как выбросы, экспортируемые или импортируемые, в процентах от выбросов внутреннего производства. Положительные значения (на рис. 6 показаны оттенками красного) представляют чистых импортеров CO_2 (т. е. 20 % означало бы, что страна импортировала выбросы, эквивалентные 20 % ее внутренних выбросов). Отрицательные значения (показаны оттенками синего) представляют чистых экспортеров CO_2 , к которым относится и Россия.

Россия участвует в международных соглашениях по вопросам климата. В частности, Российская Федерация является стороной РКИК ООН (Федеральный закон от 4 ноября 1994 г. № 34-ФЗ «О ратификации рамочной Конвенции

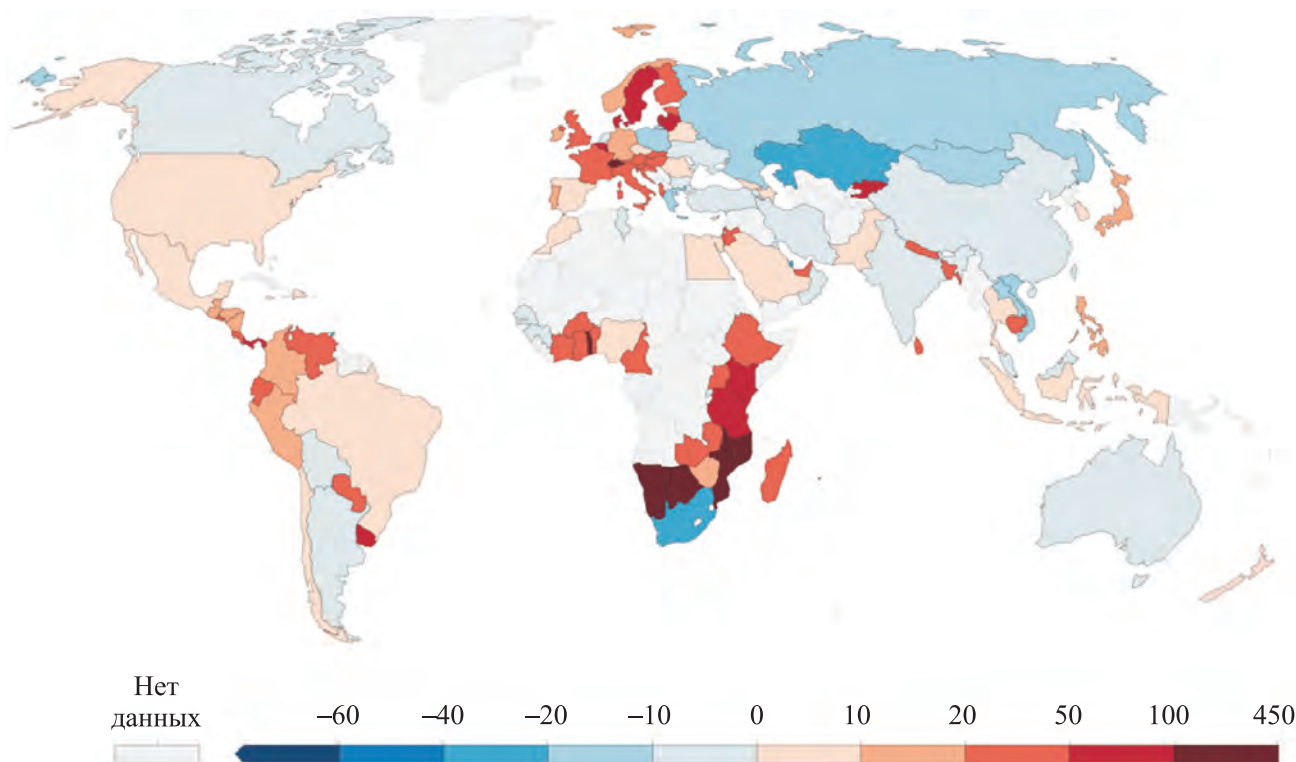


Рис. 6. Доля выбросов диоксида углерода, включенная в мировую торговлю, в процентах выбросов внутреннего производства в 2019 г.

ООН об изменении климата»), Киотского протокола (Федеральный закон от 4 ноября 2004 г. № 128-ФЗ «О ратификации Киотского протокола к Рамочной конвенции ООН об изменении климата») и Парижского соглашения (постановление Правительства Российской Федерации от 21 сентября 2019 г. № 1228 «О принятии Парижского соглашения»).

Каждая страна разрабатывает собственные подходы к решению задачи снижения выбросов парниковых газов («зеленый переход») с учетом специфики ее индустрии, экономики, планов социально-экономического развития, внутренней и внешней политики. В частности, на рис. 7 структурно представлена климатическая политика Европейского Союза. Применительно к наземному транспорту нужно отметить, что начиная с 2025 г. в ряде стран ЕС будет полностью запрещена регистрация транспортных средств, использующих ДВС в качестве силовой установки, работающей на углеводородном топливе. Эта политика предполагает также достижение 100 %-ной климатической нейтральности во всех странах ЕС к 2050 г.

Применительно к автомобильному рынку регулирующие органы ужесточают правила выбросов для грузовых автомобилей на дорогах на многих крупнейших мировых рынках (рис. 8). Начиная с 2030 г. регулирующие органы в Европе потребуют от производителей сократить выбросы CO₂ для новых грузовых автомобилей на дорогах на 30 % по сравнению с уровнем 2019 г.

В настоящее время рассматривают следующие основные сценарии глобального энергетического «зеленого» перехода [21]:

- базовый инерционный сценарий, при котором страны ограничиваются базовыми национальными вкладами в сокращение парниковых эмиссий, предусмотренными Парижским соглашением;

- кооперативный сценарий, при котором все страны, включая Россию, вводят всеобщую «цену на углерод» (каждая страна свою);

- некооперативный инерционный сценарий 1, при котором «цену на углерод» вводят только страны — чистые импортеры топлива;

- некооперативный инерционный сценарий 2, при котором в дополнение к предыдущему

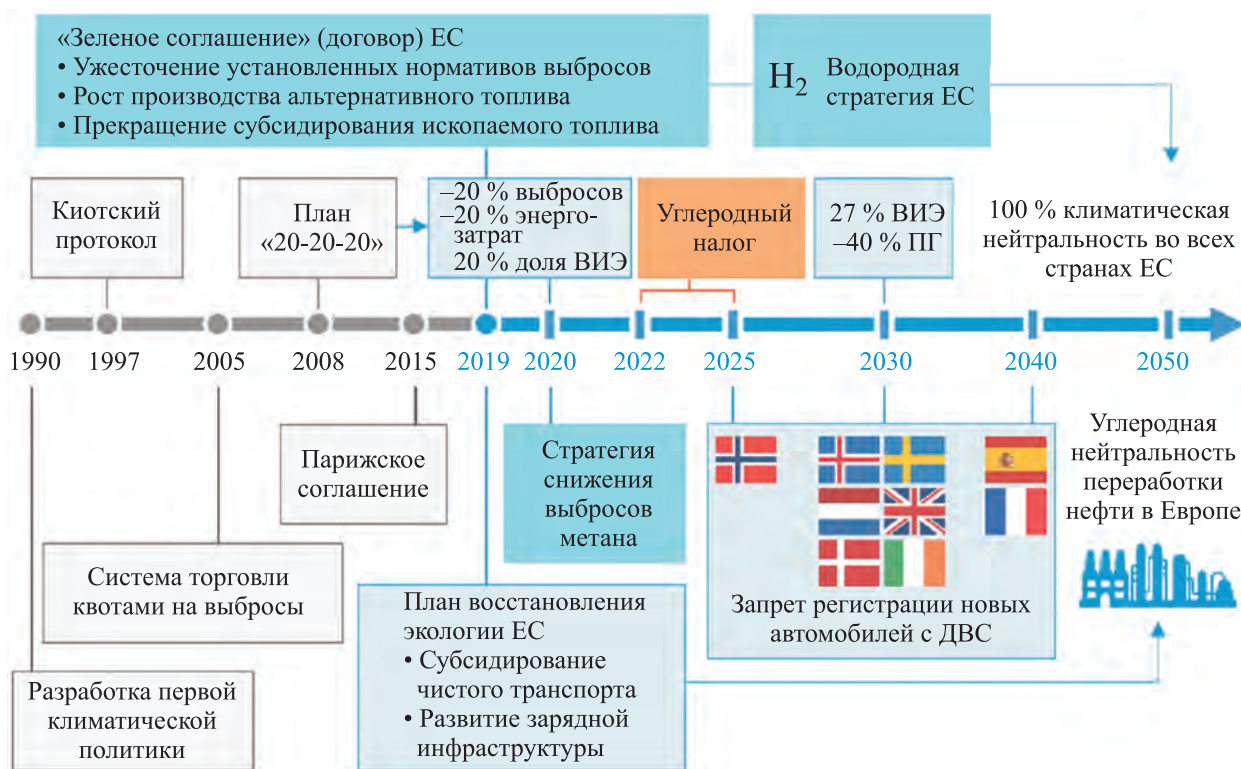


Рис. 7. Основные вехи климатической политики Европейского Союза:
ВИЭ — возобновляемые источники энергии; ПГ — природный газ

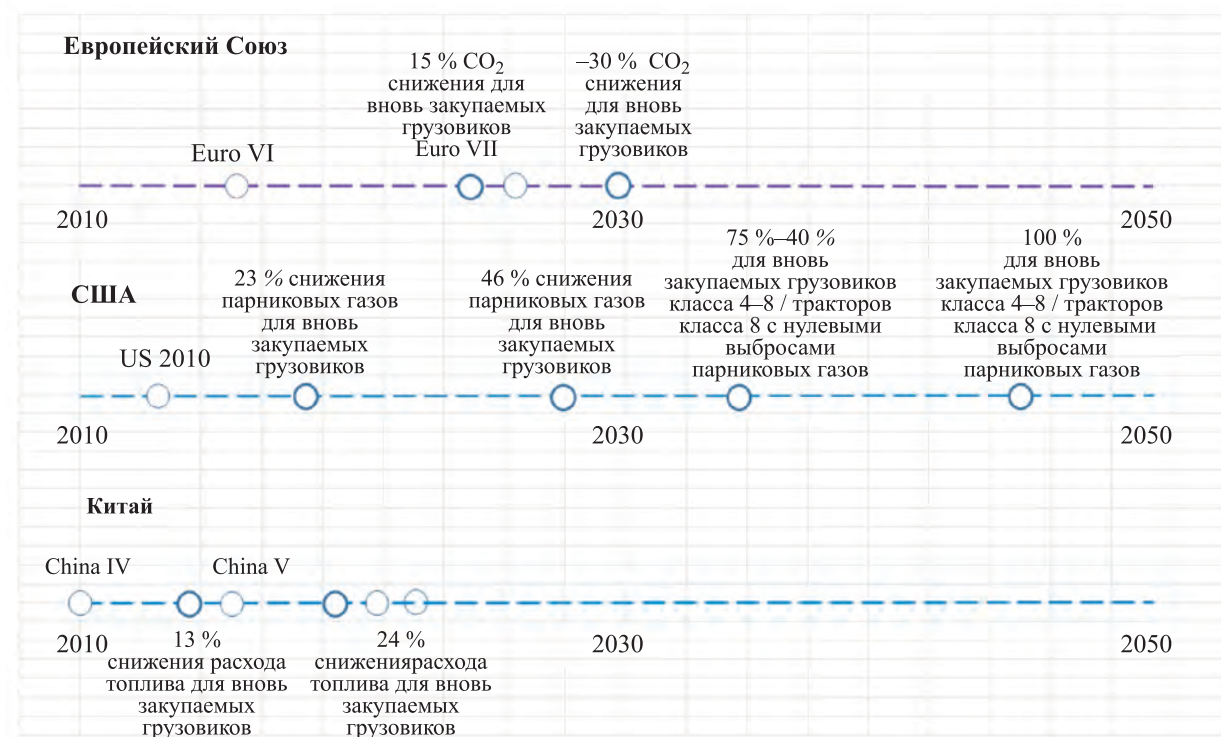


Рис. 8. Политика ведущих мировых держав в отношении стандартов выбросов парниковых газов грузовыми автомобилями:
EURO VI, EURO VII — европейские стандарты на токсичность ОГ; US 2010 — американский стандарт;
China IV, China V — китайские стандарты

вводятся еще и пограничные корректирующие углеродные налоги на углеродоемкую продукцию из стран-экспортеров;

– дополнительный кооперативный сценарий, при котором страны мира не только вводят единую плату за углерод, но и устанавливают ее на высоком уровне, чтобы удержать рост глобальной температуры в пределах 1,5 °C по сравнению с доиндустриальной эпохой.

Вероятность реализации одного из таких сценариев применительно к Российской Федерации сейчас очень трудно оценить. Кроме того, не исключена возможность появления дополнительных сценариев, в том числе являющихся симбиозом выше перечисленных. Отметим, что Еврокомиссия уже объявила о планах введения трансграничного углеродного механизма СВМ (Carbon Border Adjustment Mechanism — Механизм трансграничного углеродного регулирования) в июле 2022 г. — первого в мире косвенного налога на парниковые выбросы, осуществленные в процессе производства товара. В нынешней версии европейский СВМ не будет распространяться на нефть и нефтепродукты, газ, уголь. Однако расширение СВМ с включением в него в том числе природного газа является лишь вопросом времени.

Наиболее выгоден для РФ некооперативный инерционный сценарий 1, при реализации которого уровень благосостояния России снизится на 3 %, а ВВП — только на 0,9 %. Однако вероятность такого сценария сложно оценить, поскольку определить вероятность и сроки формирования широкой коалиции стран, желающих ввести пограничный корректирующий углеродный налог, невозможно. Если же такой налог будет введен (некооперативный инерционный сценарий 2), это может максимально негативно сказаться на росте экономики и благосостоянии россиян. В некооперативном инерционном сценарии 2 с пограничными углеродными налогами уровень благосостояния России может упасть на 9,2 % к 2050 г. относительно базового сценария, а ВВП — на 4,6 %. Наиболее неблагоприятный сценарий для российской углеводородной отрасли — дополнительный кооперативный, реализация которого может привести к снижению стоимости российских энергоресурсов (нефти, газа и угля) к 2050 г. на 400 млрд долл. США в ценах 2018 г. Причем больше всего упадет цена российского газа — на 267 млрд долл. США, по-

скольку нефтепродукты независимо от сценария будут играть по-прежнему важную роль для транспортного сектора. Конечно, при анализе этих сценариев следует учитывать и возможность отказа США и стран Европейского Союза от российских энергонесителей, обусловленных событиями на Украине. Но в этом случае, вероятно, появятся новые страны — потребители Российских энергоресурсов.

Рекомендация Всемирного банка применительно к РФ [22] сводится к введению налога либо платных разрешений на углерод в отраслях с высокими парниковыми выбросами (топливно-энергетический комплекс, транспорт и крупные промышленные предприятия), на долю которых приходится 79 % всех выбросов.

Правительство РФ 1 ноября 2021 г. утвердило Стратегию социально-экономического развития России с низким уровнем выбросов парниковых газов до 2050 г. В соответствии с этим документом, к 2050 г. парниковые выбросы, согласно целевому сценарию, будут сокращены на 60 % от уровня 2019 г. и на 80 % от уровня 1990 г., что можно обеспечить одновременно с ростом экономики. К 2060 г., согласно стратегии, может быть достигнута углеродная нейтральность, предполагающая равенство производства и поглощения CO₂.

В оценках ВТБ Капитал (отчет «Окружающая среда, социальная сфера, корпоративное управление и декарбонизация», 29 ноября 2021 г.) [23] планируемое снижение выбросов углерода в России на 60 % к 2050 г. потребует 102,7 трлн руб., полная декарбонизация экономики к 2060 г. будет стоить 479,8 трлн руб. (что в годовом выражении эквивалентно 15 % ВВП). Наиболее дорогостоящими для декарбонизации отраслями специалисты считают транспорт, цементную промышленность, производство железной руды и стали. Менее всего затрат на борьбу с выбросами потребуют отрасль утилизации отходов, электроэнергетика и проекты в сфере лесного хозяйства.

Отметим, что декарбонизация обернется ростом цен на продукцию внутри РФ. К 2050 г. потребителям придется платить в среднем на 8 % больше, к 2060 г. это значение вырастет до 12 %. Наиболее сильно — на 28 % — вырастет в цене к 2050 г. электроэнергия.

Россия может пойти по пути региональных экспериментов и инициатив, которые в случае

успеха могут быть расширены на большее количество территорий. В июле 2021 г. Минэкономразвития внесло в Правительство Российской Федерации проект закона о введении экспериментального углеродного регулирования в Сахалинской области. В рамках эксперимента устанавливаются целевые показатели по сокращению выбросов парниковых газов и увеличению их абсорбции (цель — достичь углеродной нейтральности региона к концу декабря 2025 г.) и предусматривается создание инфраструктуры для поддержки климатических проектов и обращения углеродных единиц.

Проектом предусмотрено внедрение системы учета выбросов и поглощения парниковых газов, в рамках которой будут устанавливаться квоты (максимальные значения выбросов). За превышение квот будет начисляться пошлина, за ее неуплату установлен штраф. Неиспользованные квоты могут быть преобразованы в углеродные единицы, которые могут быть реализованы на специальной платформе и использованы покупателями в случае превышения имеющихся квот. Учет углеродных единиц планируется вести с использованием специализированного реестра, что позволит распространить действие системы обращения углеродных единиц на всю территорию России.

На первом этапе, начиная с 2023 г., под государственный учет попадут компании, чьи выбросы в 2022 и 2023 гг. составят от 50 тыс. т эквивалента углекислого газа. Компании, чьи выбросы превысят 20 тыс. т в 2024 г. и в последующие годы, будут подлежать регулированию с 1 января 2025 г. Окончательный список регулируемых организаций будет определен правительством Сахалинской области. В него должны войти крупнейшие предприятия, работающие на территории субъекта.

Стратегия низкоуглеродного развития энергетики России на период до 2050 года

В настоящее время в стадии рассмотрения и утверждения находится Стратегия долгосрочного развития Российской Федерации с низким уровнем выбросов парниковых газов до 2050 г. (далее — Стратегия) [24], в которой предусмотрены четыре сценария — «Базовый», «Интенсивный», «Инерционный» и «Без мер государственной поддержки». В основе Стратегии лежат основные предположения базового сценария Прогноза социально-экономического развития Российской Федерации до 2036 года, утвержденного на заседании Правительства Российской Федерации 22 ноября 2018 г.

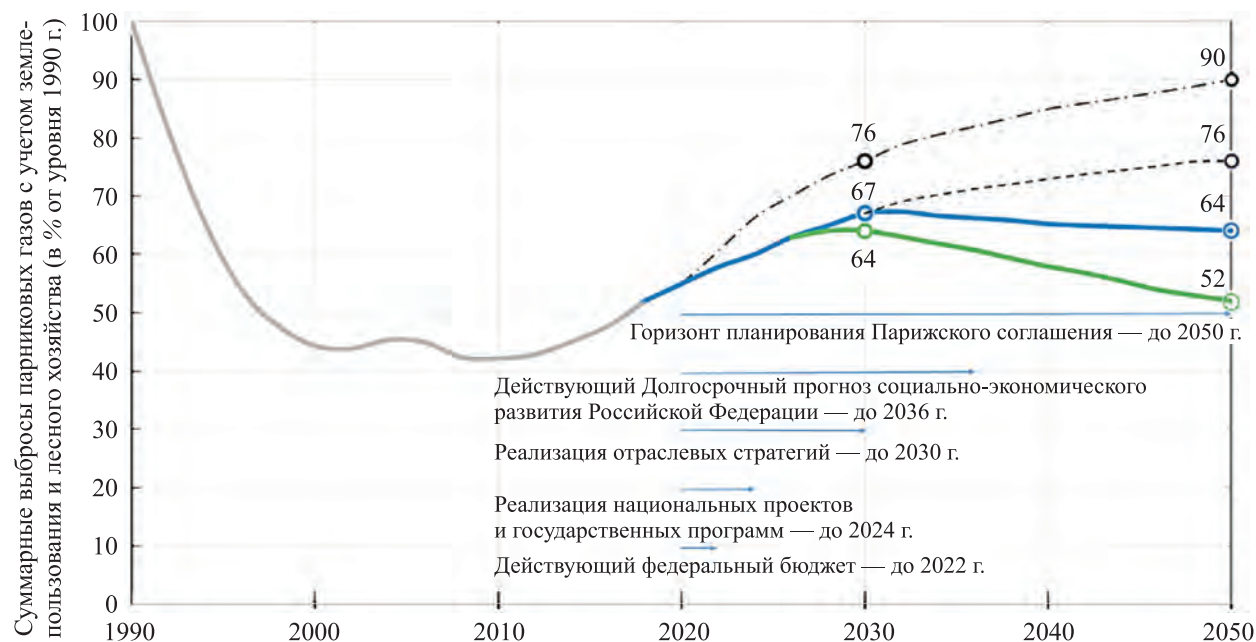


Рис. 9. Сценарные оценки выбросов парниковых газов при реализации сценариев низкоуглеродного развития энергетики России на период до 2050 года:

— национальный кадастр, 2019; — базовый сценарий; — интенсивный сценарий; - - - сценарий «без мер государственной поддержки»; - · - · - инерционный сценарий

В первом сценарии предусмотрено принятие комплекса мер по масштабному внедрению энерго- и ресурсосберегающих технологий во всех отраслях экономики (в том числе на транспорте), кардинальному снижению потерь энергии, а также сокращение вырубки лесных массивов и охрана лесов. В транспорте предполагается использовать новые энергоэффективные транспортные средства, применять гибридные системы аккумулирования энергии, электрификации и газификации общественного

транспорта, перевести автомобильный транспорт на гибридные аналоги, а также развивать зарядную инфраструктуру для электробусов.

Во втором сценарии дополнительно к мероприятиям первого сценария планируется принимать меры по снижению углеродоемкости производимых товаров, энергии, работ и услуг: ввести национальное регулирование парниковых газов, увеличить генерацию на основе возобновляемых источников энергии, провести масштабную электрификацию и цифровизацию

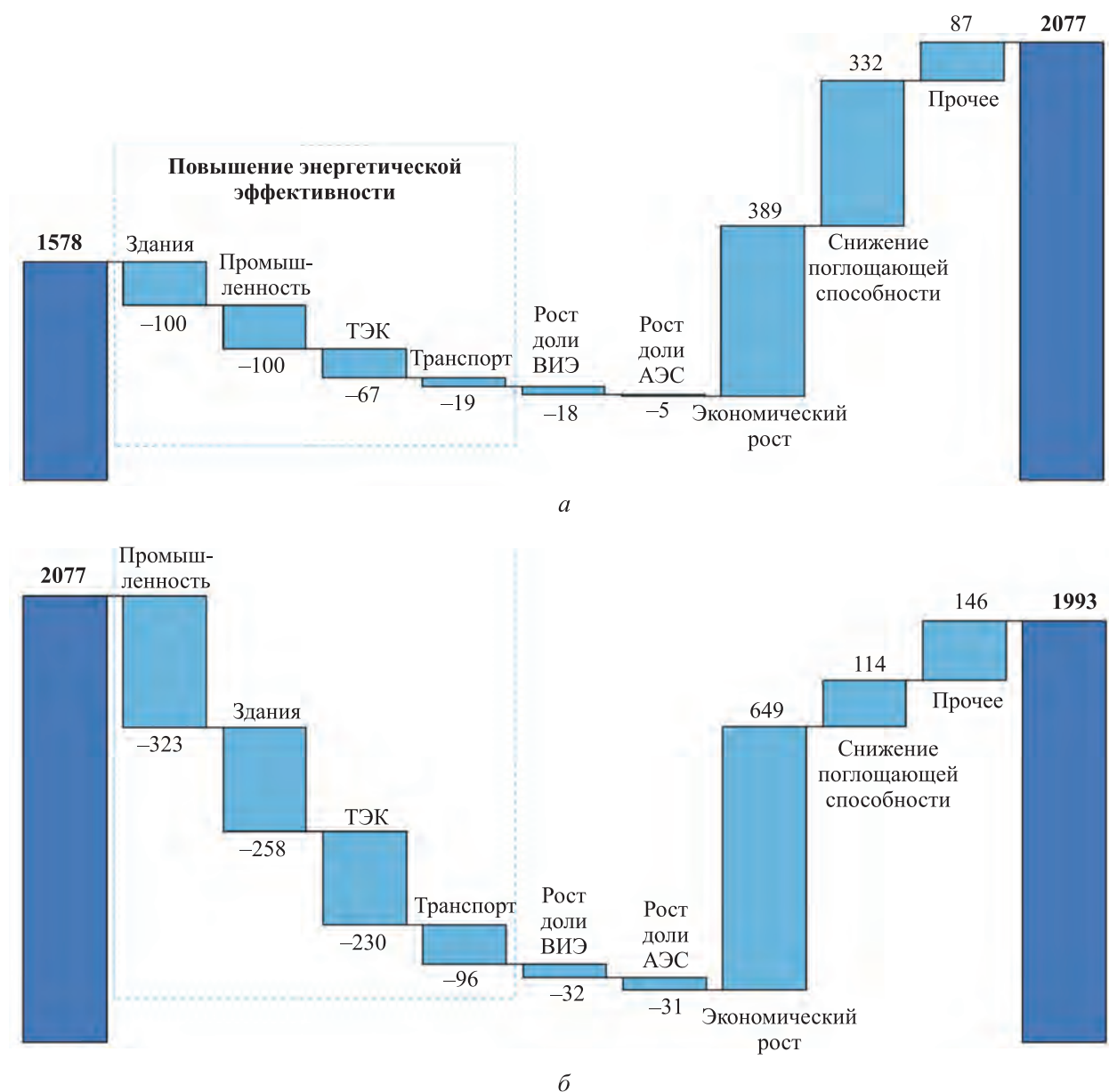


Рис. 10. Показатели снижения выбросов парниковых газов по базовому сценарию низкоуглеродного развития на периоды с 2017 по 2030 г. (а) и с 2030 по 2050 г. (б) млн т CO₂-экв.:
ТЭК — топливно-энергетический комплекс; ВИЭ — возобновляемые источники энергии;
АЭС — атомные электростанции

транспорта и технологических процессов в отраслях, внедрить технологию захвата, хранения и утилизации углекислого газа, а также расширить меры по охране лесов. Применительно к транспорту предполагается снижение углеродоемкости, что означает его масштабную электрификацию с формированием необходимой инфраструктуры, а также газификацию.

В основе третьего сценария лежит тезис непременной реализации национальных проектов с внедрением наилучших доступных технологий, а также 100 %-ное воспроизводство вырубаемых лесов.

Наконец, четвертый сценарий предполагает сохранение энергоемкости экономики и ее технологической базы на текущем уровне и отказ от внедрения наилучших доступных технологий и модернизации энергетики. Прогнозируемые выбросы парниковых газов при реализации представленных выше сценариев представлены на рис. 9.

На рис. 10 представлены планируемые показатели снижения выбросов парниковых газов по базовому сценарию в миллионах тонн эквивалента углекислого газа на период с 2017 по 2030 г. (рис. 10, а) и на период с 2030 по 2050 г. (рис. 10, б). Из данных этого рисунка следует, что применительно к транспорту снижение выбросов парниковых газов (19 млн т $\text{CO}_2\text{-экв}$ к 2030 г. и 96 млн т $\text{CO}_2\text{-экв}$ к 2050 г.) должно обеспечиваться главным образом повышением энергоэффективности, что означает прежде всего уменьшение потребления углеводородного моторного топлива.

Этой же стратегией вводятся основные индикаторы ее реализации, определяющие траекторию устойчивого развития с низким уровнем выбросов парниковых газов в рамках базового сценария. Для автомобильного транспорта повышение энергоэффективности означает снижение потребления условного топлива с 1,4 тыс. т на 1 тыс. автомобилей в год в 2017 г. до 1,2 тыс. т в 2030 г. и 1,1 тыс. т в 2050 г., что означает годовое уменьшение расхода дизельного топлива на один автомобиль в 2030 г. по сравнению с 2017 г. на 0,138 т, а бензинового топлива — на 0,134 т. Для железнодорожного транспорта предполагается снижение потребления условного топлива с 3,9 т на тонно-километр в 2017 г. до 3,2 т на тонно-километр в 2050 г.

Возможности использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив для решения задач «зеленого перехода» мировой и российской энергетики

Основным направлением указанного перехода является более широкое использование безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в энергетических установках различного назначения. Страны Европейского Союза в большей степени ориентированы на использование на транспорте полностью безуглеродного топлива. В частности, в силовых установках транспортных средств применяются четыре технологии с нулевым уровнем выбросов парниковых газов: электромобили на аккумуляторах (BEVs — Battery Electric Vehicles), электромобили на водородных топливных элементах (FCEVs — Fuel Cell Electric Vehicles), водородные ДВС ($\text{H}_2\text{-ICE}$ — H_2 Internal Combustion Engine) и ДВС на биотопливе или синтетическом топливе. При этом гибридные и газовые (метановые) двигатели рассматриваются скорее как переходные технологии для сокращения выбросов парниковых газов в среднесрочной перспективе, поскольку сами по себе они не могут обеспечить нулевой уровень выбросов.

Упомянутые технологии с нулевым уровнем выбросов имеют различные преимущества и недостатки, что определяет разную степень пригодности для использования в различных типах транспортных средств (табл. 3).

В то время как технологии BEVs и FCEVs не предусматривают никаких выбросов в силовой установке транспортного средства, использование технологий $\text{H}_2\text{-ICE}$ приведет к выделению оксидов азота (NO_x). Кроме того, сгорание биотоплив и синтетических топлив будет сопровождаться образованием и выделением твердых частиц. Эффективность использования энергии в транспортном средстве (т. е. КПД «от бака до колеса») варьируется в диапазоне 75...85 % для BEVs, примерно до 45...50 % для FCEV и в диапазоне 40...45 % для ДВС. При более широком охвате, например, «от скважины до колеса», различия становятся более заметными: учитывая потери на конверсию при производстве водорода посредством электролиза и синтез-топлива из водорода, КПД снижается примерно до 35 % для FCEV, около 30 % для $\text{H}_2\text{-ICE}$ и около 20 % для синтез-топлива. Кроме того, на эффектив-

Таблица 3. Преимущества и недостатки четырех технологий с нулевыми выбросами парниковых газов

Параметры	Технологии			
	Использование биотоплив	ДВС, работающие на водороде	Использование водородных топливных элементов	Использование электрических батарей
<i>Выбросы вредных веществ с отработавшими газами</i>				
Концентрация CO ₂ в отработавших газах	Зависит от происхождения биомассы	Нулевое/ минимальное содержание CO ₂ (при использовании «зеленого» H ₂)	Нулевое/ минимальное содержание CO ₂ (при использовании «зеленого» H ₂)	Зависит от различия электросетей (отсутствие выбросов при использовании ВИЭ)
Концентрация NO _x , твердых частиц и продуктов неполного сгорания в отработавших газах	Выбросы NO _x и твердых частиц, схожие с выбросами дизелей	Незначительные выбросы NO _x при использовании систем нейтрализации ОГ	Отсутствие выбросов	Отсутствие выбросов
<i>Эффективность, общая стоимость и затраты для потребителя</i>				
Эффективность (расход топлива, КПД)	Около 20 %	Около 30 % (возобновляемое производство H ₂)	Около 35 % (возобновляемое производство H ₂)	75–85 % (в зависимости от привода и зарядки)
Капитальные затраты на силовую установку	Как у современных ДВС	Водородный ДВС с капитальными затратами, схожими с дизельным ДВС, но с необходимым водородным топливным баком	Высокие капитальные затраты на водородные топливные элементы и батареи, но более масштабируемые, чем у электро-мобиля	Капитальные затраты возрастают с ростом числа необходимых электрических батарей
Ограничения (пространство / полезная нагрузка)	Размер и масса схожи с характеристиками современных ДВС	Размер схож с размерами современных ДВС, но необходим водородный топливный бак	Необходимо больше пространства, чем для ДВС, чтобы установить топливные элементы и водородный топливный бак	Масса больше, чем масса ДВС; ограничение полезной нагрузки зависит от варианта использования
Время заправки	Менее 15 мин, зависит от размера бака	Менее 15–30 мин, зависит от размера бака	Менее 15–30 мин, зависит от размера бака	Более 3 часов, зависит от возможности быстрой зарядки
Затраты на инфраструктуру	Можно использовать существующую инфраструктуру	Требуется распределение водорода и создание заправочной инфраструктуры	Требуется распределение водорода и создание заправочной инфраструктуры	Требуется зарядная инфраструктура и модернизация электросети
<i>Примечание.</i> Выделение зеленым цветом означает высокую эффективность, голубым цветом — выше среднего; бежевым цветом — ниже среднего; розовым цветом — низкую.				

ность использования энергии влияет месторасположение источника производства энергии, поскольку при ее транспортировке по линиям электропередач возникают потери.

С точки зрения капитальных затрат на внедрение представленных в табл. 3 технологий можно отметить следующее. Эти затраты фактически обратно пропорциональны эффективности: высокая эффективность BEVS влечет за собой применение дорогостоящих аккумуляторных батарей, в то время как менее эффективные водород и биотопливо/синтез-топливо могут сжигаться в простых ДВС, которые в значительной степени будут идентичны современным дизельным двигателям. Действительно, они могут быть даже дешевле, чем дизельные двигатели, благодаря более мягким требованиям к очистке выхлопных газов. Топливные элементы находятся примерно посередине.

Следовательно, оптимальный компромисс между первоначальными капитальными затратами и текущим расходом топлива существенно различается в зависимости от типа транспортного средства и варианта назначения. Например, размер и масса транспортного средства определяют требуемую мощность трансмиссии и количество потребляемого топлива; схема движения и маршрут, время, затрачиваемое на ускорение, определяют эффективность трансмиссии и требуемую дальность. Не менее важно и то, как региональные и местные рыночные условия повлияют на формирование стратегии оптимизации транспортной инфраструктуры, включая доступность и стоимость электроэнергии, водорода и биотоплива, а также на соответствующую необходимую инфраструктуру подзарядки или дозаправки.

Хотя рассмотренные выше технологии и классифицируются как технологии нулевых выбросов, нужно иметь в виду, что при их реализации все равно будут иметь место выбросы CO_2 , образующиеся в процессе производства электроэнергии, водорода, синтетического биотоплива (производимого из биомассы) и др. Поэтому окончательный выбор технического решения должен включать в себя анализ всей цепочки производства, хранения, транспортировки и использования этих энергоносителей. Только в случае использования возобновляемых источников энергии для получения электроэнергии, водорода и др. можно будет говорить о полностью безуглеродных технологиях.

Некоторые особенности использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив характерны для российской энергетики. При рассмотрении перспектив использования водородного топлива на транспорте необходимо учитывать общий объем его производства и технологию получения водорода, а также технологии получения других топлив (аммиака, синтетические топлива) из водорода. По данным различных источников, к 2050 г. потенциальное потребление водорода может составить от 190 до 1 318 млн т/год. Прогноз агентства IEA (International Energy Agency) потребления водорода в мире по отраслям представлен на рис. 11 [8].

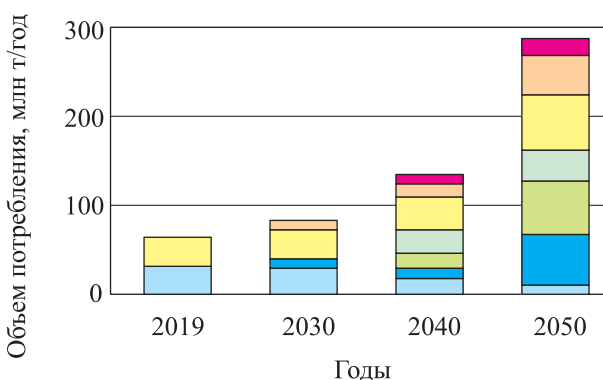


Рис. 11. Прогноз агентства IEA объемов потребления водорода в мире:

— получение аммиака; — получение синтетических топлив; — промышленность; — отопление; — транспорт; — получение электроэнергии; — нефтепереработка

По данным электрохимической компании «ИнЭнерджи», в России ежегодно производится 4...5 млн т водорода, по данным консалтинговой компании «Инфомайн» — около 6 млн т, по информации Инновационного центра «Сколково» — 3...5 млн т, «Русатом Оверсиз» (отвечает в «Росатоме» за коммерческие проекты по производству водорода) — около 5 млн т [25]. С учетом того что в настоящее время ежегодное производство нефтяных моторных топлив превышает 100 млн т, следует признать, что пока объемы производства водорода в России незначительны (даже с учетом высокой теплотворной способности водорода — около 120 МДж/кг против 42,5 МДж/кг у нефтяного дизельного топлива).

Перспективным направлением наращивания производства водорода является его по-

лучение из природного газа и других легких углеводородных газов. В настоящее время существует большое количество способов такого производства водорода. В зависимости от выбранной технологии можно получать как максимальный выход водорода (технология парового риформинга), так и синтез-газ (смесь водорода и монооксида углерода), который используют для нефтехимического синтеза, получения спиртов и углеводородных топлив по технологии GTL (Gas to Liquids — газ в жидкость, реакция Фишера — Тропша) [12]. При этом необходимо обеспечить утилизацию побочного продукта этой реакции — углекислого газа (технологии CCUS (Carbon Capture Utilization and Storage — улавливание, использование и хранение углерода) или связывания CO_2 в другие химические продукты). Еще одна технология — пиролиз метана — позволяет избежать образования CO_2 с получением вместо этого твердого углерода, но при этом необходимо решить проблему его дальнейшего применения.

Производство водорода в крупных масштабах может осуществляться на отдельных комплексах по переработке природного газа с использованием технологий, представленных на рис. 12, или их различных сочетаний, выбор

которых зависит от дальнейшего использования получаемых продуктов или от других факторов [8, 26]. Использование водорода в качестве моторного топлива для ДВС может осуществляться с применением различных технологий [27–29]. Но при любой организации рабочего процесса ДВС или двигателей других типов использование водородного топлива можно рассматривать как эффективный способ снижения техногенного воздействия энергетических установок на окружающую среду [30].

С точки зрения кардинального снижения техногенного воздействия энергетических установок на окружающую среду привлекательным представляется использование топливных элементов, преобразующих химическую энергию топлива в электрическую энергию прямым методом (без сгорания) [31–33]. В качестве топлива в них используются водород, жидкие углеводороды, другие виды топлива, в качестве катализатора обычно применяется платина. Внедрению топливных элементов на транспорте мешают отсутствие водородной инфраструктуры, высокая цена получаемой энергии, ограничения по мощности, вырабатываемой топливными элементами. Кроме того, топливные элементы в силу низкой скорости химических

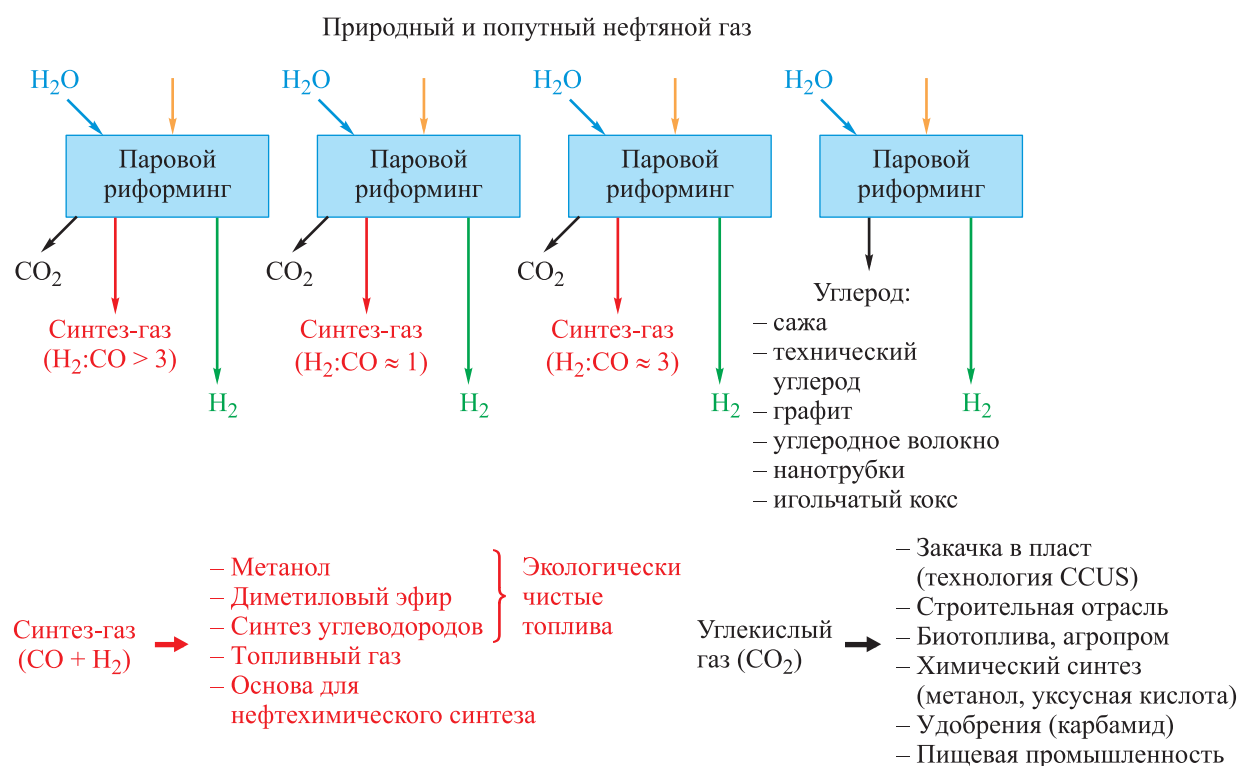


Рис. 12. Основные способы получения водорода из природного и попутного нефтяного газов

реакций обладают значительной инертностью, и для работы в условиях пиковых нагрузок, характерных для транспортных установок, требуют определенного запаса мощности либо применения других технических решений (использование суперконденсаторов, аккумуляторных батарей). Также существует проблема чистоты получаемого водорода — при наличии примесей происходит быстрое отравление (загрязнение) катализатора.

К безуглеродным моторным топливам относится аммиак NH_3 (табл. 4) [12]. Проведены исследования, подтверждающие возможность его применения в качестве топлива для двигателей с принудительным воспламенением [12, 16]. Работа дизелей на этом виде топлива затрудняется высокой температурой самовоспламенения аммиака, составляющей $t = 651^\circ\text{C}$. Поэтому при организации процесса сгорания аммиака в дизеле необходимо предусмотреть его воспламенение от постороннего источника (свеча

накаливания, запальная доза дизельного топлива и др.). Но аммиак как моторное топливо для дизелей обладает рядом преимуществ. Его молекула не содержит атомов углерода, а массовая доля атомов водорода составляет около 18 %. При нормальной температуре и давлении 1 МПа аммиак находится в жидкой фазе и имеет плотность $\rho_{\text{гж}} = 690 \text{ кг/м}^3$, что сопоставимо с плотностью бензина. С учетом указанного выше процентного содержания водорода в молекуле аммиака (18 %) объемная плотность водородного топлива в жидком аммиаке вдвое превосходит плотность жидкого водорода ($\rho_{\text{гж}} = 71 \text{ кг/м}^3$). Температура кипения аммиака близка к температуре кипения пропан-бутановых смесей (см. табл. 4), что позволяет обеспечить его хранение в сжиженном виде и топливоподачу системами, используемыми для подачи пропан-бутановых смесей. Таким образом, использование аммиака вместо водорода в целом решает проблему хранения и транспорти-

Таблица 4. Свойства газообразных топлив

Физико-химические свойства	Топлива				
	Водород	Монооксид углерода	Аммиак	Метан	Пропан
Формула состава	H_2	CO	NH_3	CH_4	C_3H_8
Молекулярная масса	2,02	28,01	17,03	16,04	44,09
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1 \text{ МПа}$, кг/м^3	71	—	—	416	585
Плотность газовой фазы при $t = 0^\circ\text{C}$ и $p = 0,1 \text{ МПа}$, кг/м^3	0,090	1,250	0,771	0,717	2,019
Относительная плотность газа по воздуху	0,0695	0,965	0,596	0,554	1,562
Октановое число по моторному методу	70	—	130	110	100
Метановое число	0	62	—	100	35
Цетановое число	Около 1	—	Около 0	3	16
Температура самовоспламенения, $^\circ\text{C}$	585	—	651	538	466
Температура кипения при $p = 0,1 \text{ МПа}$, $^\circ\text{C}$	–252,8	–191,5	–33,4	–161,6	–42,0
Температура критическая, $^\circ\text{C}$	–239,9	—	132	–82,1	96,8
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	119 872	9623	17 130*	49 948	45 938
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м^3	9 372	12 029	13 200*	35 797	91 251
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,5	2,47	6,14	14,2	15,7
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м^3 вещества, $\text{м}^3/\text{м}^3$	2,4	2,39	3,66	9,53	23,80
Примечание. Прочерк в ячейке означает, что свойства не определялись; * — с учетом диссоциации.					

ровки топлива на борту автомобиля. Еще одним преимуществом использования аммиака в качестве моторного топлива перед водородом является невысокая жесткость его сгорания в камере ДВС (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ максимальная скорость распространения пламени у водорода и аммиака составляют 2,50 и 0,08 м/с соответственно) [12].

К низкоуглеродным топливам относится синтез-газ — смесь H_2 и CO в различных пропорциях (см. рис. 12). Несомненным преимуществом использования этого топлива является возможность его получения непосредственно на борту транспортного средства, например, с использованием теплоты ОГ [12, 27]. Но в целом использование синтез-газа в качестве моторного топлива не позволяет обеспечить кардинального снижения выброса углекислого газа.

Технологией, обеспечивающей кардинальное снижение выброса парниковых газов в условиях крупных городов, является применение электромобилей [34, 35]. Среднестатистический автомобиль выбрасывает в год приблизительно 135 килограмм CO_2 [36], следовательно, перевод, например, около 140 тыс. среднестатистических автомобилей на электрическую тягу позволит достичь в 2030 г. планируемого снижения годового выброса диоксида углерода 19 млн т $CO_{2-экв}$. Из четырех представленных в табл. 3 технологий, обеспечивающих нулевые выбросы, наибольшее распространение в Российской Федерации получил электропривод с использованием электрических аккумуляторных батарей. Достаточно сказать, что в конце декабря 2021 г. на 42 маршрутах г. Москвы эксплуатировалось уже более 1000 электробусов, произведенных ПАО «КАМАЗ» [37], а к концу 2023 г. их число будет доведена до 1675. Кроме того, в 2024 г. ПАО «КАМАЗ» планирует запустить в массовое производство малолитражный легковой электромобиль КАМА-2.

Вместе с тем нужно отметить существующую на сегодняшний день высокую стоимость перехода на электротягу в РФ, например, обычный автобус ЛИА3 стоит около 13 млн руб., а электробус ЛИА3 — более 40 млн руб. Кроме того, нужно принять во внимание и другие проблемы, связанные с внедрением электроприводов: практически полное отсутствие заправочной инфраструктуры, длительность зарядки аккумуляторных батарей, необходимость утили-

зации отработавших аккумуляторных батарей, недостаточное изученное влияние электромагнитных полей на организм человека и др. [34].

Одним из направлений снижения техногенного воздействия транспорта на окружающую среду является применение низкоуглеродных топлив. Выбросы CO_2 зависят от состава используемых в энергетических установках топлив — от соотношения $C : H$ массового содержания в их молекулах атомов углерода и водорода. В частности, перевод теплоцентралей с угля на природный газ позволяет снизить выбросы углекислого газа в полном жизненном цикле примерно в 1,5 раза — с 0,98 до 0,67 т CO_2 -экв./т н. э.). Углеродный след снижается при переходе с бензина (5,0 т CO_2 -экв./т н. э.) или дизельного топлива (4,0 т CO_2 -экв./т н. э.) на природный газ (2,3 т CO_2 -экв./т н. э.) [38]. Применение в ДВС современных технологий (Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) — воспламенение от сжатия однородного заряда, цикл Миллера и др.) позволяет сократить расход топлива и, соответственно, выбросы CO_2 в атмосферу на 20...30 % [39].

Среди низкоуглеродных топлив следует выделить природный газ. Его привлекательность обусловлена огромными ресурсами этого энергоносителя и его сравнительно небольшой стоимостью [16, 26, 38, 40, 41]. Природный газ имеет одно из самых низких соотношений эмиссии CO_2 к выделяющейся при сгорании энергии среди всех видов углеводородных топлив [42] (рис. 13). Более того, двигатели на природном

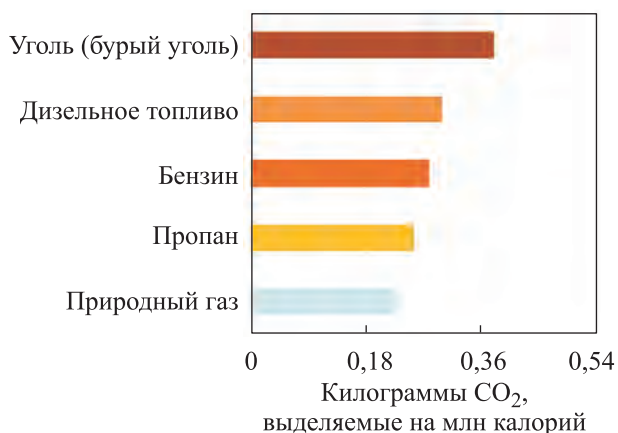


Рис. 13. Сравнение выбросов CO_2 , отнесенных к выделяющейся при сгорании энергии, для различных углеводородных топлив

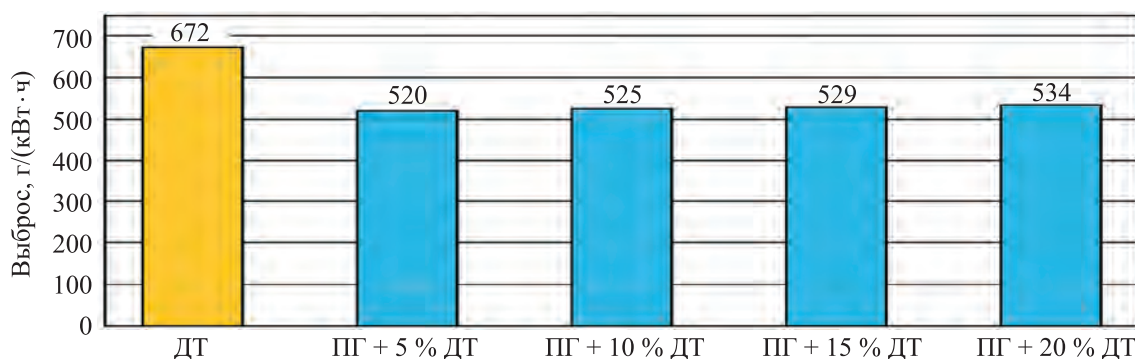


Рис. 14. Удельный массовый выброс углекислого газа с ОГ тепловозного дизеля типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства АО «Пензадизельмаш», работающего на нефтяном дизельном топливе (ДТ) и на природном газе (ПГ) с запальной дозой дизельного топлива

газе часто выделяют гораздо меньше серы, чем аналогичные дизельные двигатели. Поэтому использование газообразного топлива, включая природный газ, как правило, приводит к снижению выбросов парниковых газов по сравнению с использованием дизельного топлива. Это подтверждается данными рис. 14, на котором представлены удельные массовые выбросы углекислого газа с ОГ тепловозного дизеля типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства АО «Пензадизельмаш», работающего на нефтяном дизельном топливе и на природном газе с запальной дозой дизельного топлива. Отметим, что использование природного газа в качестве моторного топлива не рассматривается как основной инструмент достижения углеродной нейтральности, поскольку конверсия ДВС к работе на природном газе не приводит к кардинальному снижению выбросов CO_2 по сравнению с работой на дизельном топливе.

Еще одно направление снижения техногенного воздействия транспортного сектора на окружающую среду — расширение применения биотоплив [4, 5, 12, 43, 44]. Привлекательность широкого использования биотоплив обусловлена практической неисчерпаемостью (возобновляемостью) сырьевой базы для производства этих энергоресурсов, а также тем обстоятельством, что при выращивании растений поглощается примерно такое же количество углекислого газа, которое выделяется при сгорании биотоплив.

По оценке, выполненной в работе [4], общий объем биомассы в мире составляет около 2000 млрд т, из них около 60...70 % — это леса,

которые во многом определяют кругооборот углерода в атмосфере. Мировое производство зерновых культур в мире превышает 2, 5 млрд т в год, и их избытки широко используются для переработки, в том числе с целью получения моторных топлив. По итогам 2020 г. потребление биотоплив в мире превысило 1,6 тыс. барр. н. э. (нефтяной эквивалент) в сутки, причем с 2000 г. это значение возросло в 8 раз [4]. Наиболее широко используется биоэтанол — в качестве замены автомобильного бензина. Основными его потребителями являются: США — 45 %, Бразилия — 32 %, страны АТР — страны, расположенные по периметру Тихого океана (Китай, Индия, Индонезия и др.) — 10 %. Биодизельное топливо (сложные эфиры растительных и животных жиров) наиболее широко распространено в ЕС (41 %), странах АТР (25 %) и США (15 %). По разным прогнозам, к 2025 г. доля биотоплив в мировой структуре потребления первичной энергии будет составлять около 7...15 % [4]. Потребление биотоплив в ЕС в 2020 г. составило около 6 % объема всех моторных топлив. Отмечена низкая стоимость биодизельного топлива — 8...11 центов за литр [4]. На законодательном уровне в рамках Директивы развития до 2030 года (Renewable Energy — RED II) заложено увеличение доли топлив из возобновляемого сырья к 2030 г. до 26 %. В соответствии с прогнозом подразделения Европейской ассоциации нефтепереработчиков (FuelsEurope), потребление биотоплив и синтетических низкоуглеродных биотоплив к 2050 г. может вырасти до 54 % [45].

В России ежегодный прирост биомассы составляет около 7 млрд т у. т. При этом эко-

номически целесообразно использовать не более 10...12 % этого объема [4]. В среднем в РФ ежегодно образуется около 800 млн т органических отходов. К ним относятся отходы лесной и деревообрабатывающей промышленности (ветки, кора, обрезки, опилки и т. п.), сельского хозяйства, животноводства, птицеводства (солома, кожура, навоз и т. п.), торф, активный ил и другое, но лишь малая часть этих отходов подвергается переработке [46]. Перспективным представляется использование для получения моторных топлив твердых бытовых отходов (ТБО). Это позволяет решить проблему утилизации ТБО и одновременно получать моторные топлива для решения локальных энергетических проблем. Разработана нормативная документация на эти топлива (ГОСТ Р 54236–2010. *Топливо твердое из бытовых отходов. Технические характеристики и классы*). Использование биотоплив и топлив, получаемых из ТБО, возможно в двух основных направлениях — либо как самостоятельные моторные топлива, либо в качестве экологических добавок к нефтяным моторным топливам [47–50].

Заключение

Результаты проведенного анализа могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. На ближайшие десятилетия диверсификация технологий снижения выбросов парниковых газов в транспортном секторе станет определяющей тенденцией. Прогнозируется, что разнообразный набор видов топлива и техноло-

гий, начиная от дизельного топлива и природного газа, водорода и заканчивая возобновляемыми источниками энергии, будет сосуществовать для снижения воздействия на окружающую среду тем способом, который окажется финансово приемлемым для участников рынка транспортных средств и заправочных мощностей.

2. В масштабах страны решение проблемы снижения выбросов CO_2 должно быть комплексным и учитывать специфику каждого региона и субъекта, уровень промышленного развития, плотность городской застройки и другие факторы. Для мегаполисов доминирующим направлением, очевидно, станет переход на электрическую тягу, для межгородских перевозок более привлекательным выглядит использование газовых топлив — водорода и природного газа. Для локального применения привлекательным кажется использование для решения локальных энергетических проблем различных биотоплив — отходов лесной и деревообрабатывающей промышленности, сельского хозяйства, ТБО и др.

3. Актуальными являются исследования, направленные на изучение вопроса коммерческого потенциала использования водорода, аммиака, природного газа, биотоплив в качестве моторного топлива в основных секторах автотранспорта в условиях «зеленого перехода» экономики и достижения планируемых показателей снижения выбросов парниковых газов согласно Стратегия низкоуглеродного развития России до 2050 г.

Литература

- [1] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [2] Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Лукшо В.А., Теренченко А.С., Хрипач Н.А. *Автотранспорт и экология мегаполисов*. Москва, Машиностроение, 2010, 254 с.
- [3] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В., Девянин С.Н., Ксенофонтов Б.С., Лобанов Б.С., Марков В.А., Середа А.В., Шарин Е.А., Шпак А.В. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [4] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотоплива. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [5] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных*. Рига, Изд-во Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [6] Козлов А.В., Теренченко А.С. Современные зарубежные требования к уровню энергетической эффективности АТС и технология их обеспечения. *Автомобильная промышленность*, 2013, № 11, с. 36–40.
- [7] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.

- [8] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.
- [9] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 5, с. 25–43.
- [10] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 6, с. 31–47.
- [11] Митрова Т., Мельников Ю., Чугунов Д., Глаголева А. Водородная экономика — путь к низкоуглеродному развитию. Москва, Центр энергетики Московской школы управления СКОЛКОВО, 2021, 63 с. DOI: <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524>
- [12] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Девянин С.Н., Иващенко Н.А., Марков В.А. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [13] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. Москва, Изд-во МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [14] Дружинин П.В., Картуков А.Г., Волокушин Р.В. Анализ и перспективы использования альтернативных моторных топлив на автомобильном транспорте. *Автогазоправочный комплекс+альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 10, с. 467–472.
- [15] Рагимов Э.А. Влияние альтернативных топлив на окружающую среду. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 2, с. 64–70.
- [16] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. Москва, ООО «ИРЦ Газпром», 2007, 480 с.
- [17] Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [18] 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.
- [19] CO₂ and Greenhouse Gas Emissions. URL: <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions> (accessed 12.01.2022).
- [20] Экология и экономика: тенденция к декарбонизации. Бюллетень о текущих тенденциях российской экономики, № 66, октябрь 2020. URL: https://ac.gov.ru/uploads/2-Publications/BRE/_октябрь_web.pdf (дата обращения 12.02.2022).
- [21] Stenersen D., Thonstad O. GHG and NO_x Emissions from Gas Felled Engines. Report no. OC2017 F-108. SINTEF, 2017, 51 p.
- [22] Четыре шанса не избежать потерь. URL: <https://www.rbc.ru/economics/01/12/2021/61a6502d9a79471618b9b6c3> (дата обращения 10.01.2022).
- [23] ВТБ Капитал представил оценку стоимости декарбонизации для российской экономики и ее отраслей. URL: <https://www.vtbcapital.ru/about/media/cibnews/2021/720868/> (дата обращения 10.01.2022).
- [24] У России появился план по снижению выбросов парниковых газов до 2050 года. URL: <https://ac.gov.ru/news/page/u-rossii-poavilsa-plan-po-snizheniu-vybrossov-parnikovyh-gazov-do-2050-goda-26549> (дата обращения 10.01.2022).
- [25] Водород по расчету. URL: https://atomicexpert.com/vodorod_po_raschetu (дата обращения 10.03.2022).
- [26] Аксютин О.Е., Ишков А.Г., Тетеревлев Р.В., Романов К.В. Метан, водород, углерод: Новые рынки, новые возможности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 6, с. 48–59.
- [27] 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.
- [28] Поваляев А.Е., Колбасов А.Ф., Козлов В.Н. Перспективы водородного транспорта в России. *Грузовик*, 2021, № 3, с. 23–31. DOI: <https://doi.org/10.36652/1684-1298-2021-3-23-31>
- [29] Рагимов Э.А. Водородные транспортные средства в городских транспортных системах. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 4, с. 62–68.
- [30] Шуреков В.В., Самохина С.С., Мякиннов А.В. Применение водородного топлива в авиации как способ снижения техногенного воздействия на окружающую среду. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 1, с. 54–60.
- [31] Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 25–33.

- [32] Цивадзе А.Ю., Тарасевич М.Р., Андреев В.Н., Богдановская В.А. Перспективы создания низкотемпературных топливных элементов, не содержащих платину. *Журнал Российского химического общества им. Д.И. Менделеева*, 2006, т. 50, № 6, с. 109–114.
- [33] 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. DOI: <https://doi.org/10.15518/isjaee.2016.19-20.107-129>
- [34] Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А. Проблемы электрификации автомобильного транспорта России. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 21–31.
- [35] Скрипко Л.А. Электромобили или автомобили на топливных элементах. *Автогазоправочный комплекс+альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 12, с. 563–564.
- [36] Сколько выхлопных газов выбрасывает автомобиль в час. URL: <https://wheelnews.ru/skolko-vyhlopnih-gazov-vybrasyvaet-avtomobil-v-chas/> (дата обращения 15.02.2022).
- [37] Заслуга электробусов: выбросы загрязняющих воздух веществ в столице сократились на 40 тысяч тонн. URL: <https://www.mos.ru/news/item/87278073/> (дата обращения 05.02.2022).
- [38] Аксютин О.Е., Ишков А.Г., Романов К.В. и др. Экологическая эффективность производства и использования природного газа на основе оценки полного жизненного цикла. *Газовая промышленность*, 2017, спец. вып. № 1, с. 18–25.
- [39] Ершов М. Революционные изменения для НПЗ. Будущее рынка бензинов — гибридные низкоуглеродные топлива. *Нефтегазовая вертикаль*, 2020, № 17, с. 39–49.
- [40] Махмудова А. Газомоторное топливо: СУГ, КПП, СПГ, Биогаз. *Fuel Digest*, 2021, № 4, с. 28–33.
- [41] Галышев Ю.В. Исследование и разработка двухтопливного судового двигателя. *Двигателестроение*, 2006, № 1, с. 10–14.
- [42] U.S.EnvironmentalProtectionAgency.Howmuchcarbondioxideisproducedwhendifferentfuelsareburned.URL: <https://www.americangeosciences.org/critical-issues/faq/how-much-carbon-dioxide-produced-when-different-fuels-are-burned> (accessed 10.01.2022).
- [43] Попель О.С., Фортон В.Е. *Возобновляемая энергетика в современном мире*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2015, 450 с.
- [44] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, НИЦ «Инженер» (Союз НИО), 2016, 292 с.
- [45] VISION 2050. URL: <http://www.fuelseurope.eu/clean-fuels-for/vision-2050> (accessed 10.01.2022).
- [46] Чернышева Е.А., Кожевникова Ю.В., Сердюкова Е.Ю., Столоногова Т.И. Возможные компоненты для увеличения ресурсов автомобильных бензинов. *Химия и технология топлив и масел*, 2020, № 4, с. 12–15.
- [47] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [48] Uyumaz A. Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Mustard Oil Biodiesel Fuel Blends at Different Engine Loads. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 256–267. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.005>
- [49] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел. *Двигателестроение*, 2020, № 4, с. 18–24.
- [50] Чернышева Е.А., Кожевникова Ю.В., Сердюкова Е.Ю., Моисеенко В.Е. Аспекты использования биоконпонентов в топливных смесях для автомобильного транспорта. *Нефтепереработка и нефтехимия*, 2020, № 1, с. 23–30.

References

- [1] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, Bauman Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [2] Ipatov A.A., Kutenev V.F., Luksho V.A., Terenchenko A.S., Khrupach N.A. *Avtotransport i ekologiya megapolisov* [Motor transport and ecology of megacities]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2010, 254 p. (In Russ.).
- [3] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V., Devyanin S.N., Kseno-fontov B.S., Lobanov B.S., Markov V.A., Sereda A.V., Sharin E.A., Shpak A.V. *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, OOO NITs "Inzhener", OOO "Oniko-M" publ., 2014, 691 p. (In Russ.).

- [4] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for the sustainable development of the transport sector. Pt. 3. Biofuels. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 6, pp. 39–46 (in Russ.).
- [5] Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Bagrov V.V., Zykov S.A. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh* [Motor fuels made from vegetable]. Riga, Lambert Academic Publ., 2019, 420 p. (In Russ.).
- [6] Kozlov A.V., Terenchenko A.S. Modern Foreign Requirements to Energy Efficiency of Vehicles and Technologies of Their Providing. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automotive Industry], 2013, no. 11, pp. 36–40 (in Russ.).
- [7] Abakumov A.M. Towards low-carbon mobility. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 6, pp. 47–60 (in Russ.).
- [8] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Envelopment of the Transport Sector Pt. 2. Hydrogen Fuel]. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 5, pp. 53–62 (in Russ.).
- [9] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of the Transport Sector in the Northern Dimension Countries]. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 5, pp. 25–43 (in Russ.).
- [10] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Dekarbonizatsiya transportnogo sektora v stranakh severnogo izmereniya [Decarbonization of the Transport Sector in the Northern Dimension Countries]. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 6, pp. 31–47 (in Russ.).
- [11] Mitrova T., Mel'nikov Yu., Chugunov D., Glagoleva A. *Vodorodnaya ekonomika — put' k nizkouglerodnomu razvitiyu* [Hydrogen Economy — the Path to Low-Carbon Development]. Moscow, Tsentr energetiki Moskovskoy shkoly upravleniya SKOLKOVO publ., 2021, 63 p. DOI: <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524> (in Russ.).
- [12] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Devyanin S.N., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, OOO NITs "Inzhener", OOO "Oniko-M" publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [13] 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.).
- [14] Druzhinin P.V., Kartukov A.G., Volokushin R.V. Analysis and Prospects of Using Alternative Motor Fuels in Road Transport. *Avtogazozapravochnyy kompleks+al'ternativnoe toplivo* [Autogas Filling complex+Alternative Fuel], 2020, vol. 19, no. 10, pp. 467–472 (in Russ.).
- [15] Ragimov E.A. Effect of Alternative Fuels on the Environment. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 2, pp. 64–70 (in Russ.).
- [16] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugikh al'ternativnykh topliv v dizel'nykh dvigatelyakh* [Use of natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, OOO "IRTs Gazprom" publ., 2007, 480 p. (In Russ.).
- [17] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertiro-vannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical Processes in Diesel Engines Converted to Natural Gas and Hydrogen]. Moscow, Bauman Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [18] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector. Pt. 1. Gas Engine Fuel]. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 4, pp. 68–77 (in Russ.).
- [19] *CO₂ and Greenhouse Gas Emissions*. Available at: <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions> (accessed 12.01.2022).
- [20] *Ekologiya i ekonomika: tendentsiya k dekarbonizatsii* [Ecology and economics: the trend towards decarbonization]. Available at: https://ac.gov.ru/uploads/2-Publications/BRE/_октябрь_web.pdf (accessed 12.02.2022). (In Russ.).
- [21] Stenersen D., Thonstad O. *GHG and NO_x Emissions from Gas Felled Engines*. Report no. OC2017 F-108. SINTEF, 2017, 51 p.
- [22] *Chetyre shansa ne izbezhat' poter'* [Four Chances Not to Avoid Losses]. Available at: <https://www.rbc.ru/economics/01/12/2021/61a6502d9a79471618b9b6c3> (accessed 10.01.2022).
- [23] *VTB Kapital predstavil otsenku stoimosti dekarbonizatsii dlya rossiyskoy ekonomiki i ee otrasley* [VTB Capital Presented an Assessment of the Cost of Decarbonization for the Russian Economy and Its Industries]. Available at: <https://www.vtbcapital.ru/about/media/cibnews/2021/720868/> (accessed 10.01.2022).

- [24] *U Rossii poyavilsya plan po snizheniyu vybrosov parnikovyykh gazov do 2050 goda* [Russia Has a Plan to Reduce Greenhouse Gas Emissions By 2050]. Available at: <https://ac.gov.ru/news/page/u-rossii-poavilsa-plan-po-snizheniu-vybrosov-parnikovyykh-gazov-do-2050-goda-26549> (accessed 10.01.2022).
- [25] *Vodorod po raschetu* [Hydrogen by Calculation]. Available at: https://atomicexpert.com/vodorod_po_raschetu (accessed 10.03.2022).
- [26] Aksyutin O.E., Ishkov A.G., Teterevlev R.V., Romanov K.V. Methane, Hydrogen, Carbon: New Markets, New Opportunities. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 6, pp. 48–59.
- [27] 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. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2022, no. 1, pp. 3–20 (in Russ.).
- [28] Povalyaev A.E., Kolbasov A.F., Kozlov V.N. Prospects for Hydrogen Transport in Russia Spectechnika. *Gruzovik* [Truck], 2021, no. 3, pp. 23–31. DOI: <https://doi.org/10.36652/1684-1298-2021-3-23-31> (in Russ.).
- [29] Ragimov E.A. Hydrogen Vehicles in Urban Transport Systems. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 4, pp. 62–68 (in Russ.).
- [30] Shurekov V.V., Samokhina S.S., Myakinnov A.V. Hydrogen Fuel Usage in Aviation as a Method for Redu. *Transport na al'ternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 1, pp. 54–60 (in Russ.).
- [31] Saydanov V.O., Landgraf I.K., Kasatkin M.A. Power plants with fuel cells. *Dvigatelistroenie* [Engines construction], 2017, no. 4, pp. 25–33 (in Russ.).
- [32] Tsivadze A.Yu., Tarasevich M.R., Andreev V.N., Bogdanovskaya V.A. Prospects for the Creation of Low-Temperature Fuel Cells that Do Not Contain Platinum. *Zhurnal Rossiyskogo khimicheskogo obshchestva im. D.I. Mendeleeva*, 2006, vol. 50, no. 6, pp. 109–114 (in Russ.).
- [33] Ramenskiy A.Yu., Grigor'ev S.A. Fuel Cell Technologies: Technical Regulation Issues. *International Scientific Journal for Aternative Energy and Ecology*, 2016, no. 19–20, pp. 107–129. DOI: <https://doi.org/10.15518/isjaee.2016.19-20.107-129> (in Russ.).
- [34] Devyanin S.N., Markov V.A., Savastenko A.A., Savastenko E.A. Problems of Electrification of Motor Transport in Russia. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2022, no. 1, pp. 21–31 (in Russ.).
- [35] Skripko L.A. Electric Cars or Fuel Cell Vehicles. *Avtogazozapravochnyy kompleks+al'ternativnoe toplivo* [Autogas Filling complex+Alternative Fuel], 2020, vol. 19, no. 12, pp. 563–564 (in Russ.).
- [36] *Skol'ko vykhlopnykh gazov vybrasyvaet avtomobil' v chas* [How Much Exhaust Gases Does a Car Emit per Hour]. Available at: <https://wheelnews.ru/skolko-vyhlopnyh-gazov-vybrasyvaet-avtomobil-v-chas/> (accessed 15.02.2022).
- [37] *Zasluga elektrobusev: vybrosy zagryaznyayushchikh vozdukh veshchestv v stolitse sokratilis' na 40 tysyach ton* [The Merit of Electric Buses: Emissions of Air Pollutants in the Capital Decreased by 40 Thousand Tons]. Available at: <https://www.mos.ru/news/item/87278073/> (accessed 05.02.2022).
- [38] Aksyutin O.E., Ishkov A.G., Romanov K.V. et al. Ecological Efficiency of Production and Use of Natural Gas Based on a Full Life Cycle Assessment. *Gazovaya promyshlennost'* [GAS Industry of Russia], 2017, no. S1, pp. 18–25 (in Russ.).
- [39] Ershov M. The Future of the Gasoline Market Is Low-Carbon Hybrid Fuels. *Neftegazovaya vertikal'*, 2020, no. 17, pp. 39–49 (in Russ.).
- [40] Makhmudova A. Gas motor fuel: LPG, CNG, LNG, Biogas. *Fuel Digest*, 2021, no. 4, pp. 28–33 (in Russ.).
- [41] Galyshev Yu.V. Dual-Fuel Marine Engine: Concept and Development. *Dvigatelistroenie* [Engines Construction], 2006, no. 1, pp. 10–14 (in Russ.).
- [42] U.S. Environmental Protection Agency. *How much carbon dioxide is produced when different fuels are burned*. Available at: <https://www.americangeosciences.org/critical-issues/faq/how-much-carbon-dioxide-produced-when-different-fuels-are-burned> (accessed 10.01.2022).
- [43] Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyаемая энергетика в современном мире* [Renewable Energy in the Modern World]. Moscow, MPEI publ., 2015, 450 p. (In Russ.).
- [44] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, NITs "Inzhener" (Soyuz NIO) publ., 2016, 292 p.
- [45] *VISION 2050*. Available at: <http://www.fuelseurope.eu/clean-fuels-for/vision-2050> (accessed 10.01.2022).
- [46] Chernysheva E.A., Kozhevnikova Y.V., Serdyukova E.Y., Stolonogova T.I. Possible Components for Increasing the Resources of Automobile Gasolines. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, 2020, vol. 56, no. 4, pp. 530–534.
- [47] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>

- [48] Uyumaz A. Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Mustard Oil Biodiesel Fuel Blends at Different Engine Loads. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 256–267. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.005>
- [49] Markov V.A., Sa Boven', Neverov V.A., Devyanin S.N., Kamaltdinov V.G. Toxicity of Exhaust Gas of a Diesel Engine Firing Diesel Fuel Added with Vegetable Oil. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2020, no. 4, pp. 18–24 (in Russ.).
- [50] Chernysheva E.A., Kozhevnikova Yu.V., Serdyukova E.Yu., Moiseenko V.E. Aspects of the Use of Biocomponents in Fuel Mixtures for Motor Transport. *Neftepererabotka i neftekhimiya*, 2020, no. 1, pp. 23–30 (in Russ.).

Материалы получены редакцией 25.04.2022

Сведения об авторах

Гайворонский Александр Иванович — кандидат технических наук, доцент, руководитель проектов НТЦ «Магистральный транспорт газа» АО «Газпром промгаз». E-mail: a.gaivoronsky@mail.ru

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

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

Information about the authors

Gayvoronskiy Alexander Ivanovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Project Manager at the Scientific and Technical Centre “Trunkline Gas Transportation” at JSC “Gazprom Promgaz”. E-mail: a.gaivoronsky@mail.ru

Gordin Mikhail Valerievich — Ph. D. (Eng.), Acting Rector of Bauman Moscow State Technical University. E-mail: gordinmv@bmstu.ru

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

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 (288), с. 4–28. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>

Citation:

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 (288), pp. 4–28 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.434

DOI: 10.18698/jec.2022.2.29-38

Доводка рабочего процесса авиационного поршневого двигателя с применением фрактальной модели сгорания

А.Н. Костюченков, А.А. Зеленцов, А.А. Касько

ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Improvement of the Working Process of Aviation Piston Engine using a Fractal Combustion Model

A.N. Kostuchenkov, A.A. Zelentsov, A.A. Kasko

Central Institute of Aviation Motors

Рассмотрены особенности работы авиационных поршневых двигателей, определены преимущественные режимы работы двигателя. Построена математическая модель двигателя, включающая фрактальную модель сгорания, позволившую в первом приближении учесть геометрические параметры камеры сгорания и положение свечи зажигания. Предложена процедура калибровки фрактальной модели, на основании экспериментальных данных получены коэффициенты модели на различных режимах работы. Для рассматриваемого двигателя выявлена проблема с недостатком мощности на взлетном режиме вследствие неравномерности наполнения цилиндров. Намечены пути решения указанной проблемы, в том числе обеспечение равномерности состава смеси по цилиндрам, изменение фаз газораспределения и обновление конструкции впускного ресивера. В результате удалось снизить различие по максимальным давлениям в цилиндрах, достичь требуемой мощности на взлетном режиме и определить возможности дальнейшего форсирования двигателя.

Ключевые слова: авиационный поршневой двигатель, рабочий процесс, математическое моделирование, сгорание, скорость тепловыделения, теплообмен, эффективные показатели, камера сгорания

The features of the work of aviation piston engines are considered. Preferential engine operation modes are defined. A mathematical model includes a fractal combustion model, which allowed in the first approximation to consider the combustion chamber geometry and the spark plug position. A procedure for calibrating a fractal model was proposed. On the basis of experimental data, coefficients were obtained on various modes of operation. For the engine under consideration, a problem with a lack of power on the take-off mode due to the unevenness of the workflow in the cylinders is revealed. Ways to solve the indicated problem are outlined, including ensuring the uniformity of the mixture composition over cylinders, changing the phases of the gas distribution and updating the design of the intake receiver. As a result, it was possible to reduce the difference in maximum pressures in the cylinders, to achieve the required power on the take-off mode and determine the possibilities for further engine forcing.

Keywords: aviation piston engine, working process, mathematical modeling, combustion, rate of heat release, heat exchange, effective parameters, combustion chamber

Введение

Мировой опыт разработки авиационных поршневых двигателей (АПД) показывает, что в современных технико-экономических условиях наиболее актуальной является конверсия авто-

мобильных двигателей в авиационные [1–3]. Автомобильные двигатели намного опережают авиационные поршневые в технологическом плане и выпускаются в большом объеме. В России, согласно статистике, в составе автомобилей продается более 1,5 млн двигателей в год, в то

время как годовой объем рынка АПД не превышает нескольких сотен силовых установок.

Поршневые двигатели для наземной техники обладают разнообразной номенклатурой и ассортиментом комплектующих, при этом их основные системы схожи с системами, применяемыми в АПД. Главное отличие АПД от двигателей для наземной техники заключается в режимах работы: АПД работают преимущественно на более высокой частоте вращения коленчатого вала и, как следствие, их детали подвержены повышенным нагрузкам.

При доработке двигателя для авиационного применения важным аспектом, влияющим на работоспособность предлагаемой конструкции, становится корректное определение и, при необходимости, доводка рабочего процесса двигателя. При безусловной возможности выполнения данного этапа в рамках проведения серии экспериментальных исследований желательно сократить затраты времени и средств за счет применения результатов математического моделирования [4–7].

Объектом настоящего исследования является авиационная адаптация перспективного автомобильного двигателя: четырехтактный V-образный восьмицилиндровый двигатель с наддувом и жидкостным охлаждением, класс мощности 330...400 кВт.

Помимо модификации фаз газораспределения перспективным направлением повышения показателей двигателя оказывается доработка впускной и выпускной систем, потенциал роста мощности в этом случае достигает 10 %. Как следствие, целью исследования является доработка систем авиационного двигателя для форсирования его показателей на характерных режимах полета с применением результатов математического моделирования рабочего процесса.

Математическая модель

В расчетах использовалась нуль-одномерная математическая модель. Внутренний объем цилиндра рассматривается в нульмерной постановке, подразумевающей изменение параметров рабочего тела только от времени (угла поворота коленчатого вала), впускная и выпускная системы — в одномерной постановке, дающей зависимость расчетных параметров от геометрических параметров этих систем и позволяющей оценить их влияние на процессы наполнения и выпуска из цилиндров [8, 9].

Сгорание топливовоздушной смеси рассчитывали с помощью фрактальной модели (Fractal Model), в которой процесс сгорания рассматривается в квазимономерной постановке, при этом объем камеры сгорания разбивается на области, содержащие свежий заряд и продукты сгорания, разделенные бесконечно тонкой границей — фронтом пламени [10]. Фронт турбулентного пламени характеризуется интенсивными возмущениями, в результате чего площадь его поверхности A_T существенно превосходит площадь поверхности ламинарного пламени A_L , рассматриваемого как сфера с центром в месте расположения свечи зажигания. Скорость сгорания в этом случае определяется через изменение массы сгоревшей смеси $m_{\text{сг}}$:

$$\frac{dm_{\text{сг}}}{d\tau} = \rho_{\text{несг}} \left(\frac{A_T}{A_L} \right) A_L S_L.$$

Здесь $\rho_{\text{несг}}$ — плотность несгоревшей смеси; S_L — скорость распространения ламинарного пламени.

В представлении фрактальной модели сгорания, в процессе распространения фронта пламени его изначально гладкая сферическая форма деформируется вследствие взаимодействия с турбулентными вихрями различных масштабов. При этом площадь фронта пламени растет (от A_L до A_T), а скорость его распространения остается равной скорости распространения ламинарного пламени S_L . В предположении, что повторяющиеся возмущения происходят в интервале масштабов длин от $L_{\min}$ до $L_{\max}$, фронт турбулентного пламени демонстрирует свойства фрактального объекта и его поверхность описывается соотношением

$$\frac{A_T}{A_L} = \left(\frac{L_{\max}}{L_{\min}} \right)^{D_3-2},$$

где D_3 — размерность фрактала, отражающая влияние соотношения интенсивности турбулентности, характеризующейся пульсационной составляющей скорости u' и скоростью распространения ламинарного пламени S_L [10]:

$$D_3 = \frac{2,35u' + 2,05S_L}{u' + S_L}.$$

Масштабы длин турбулентных возмущений $L_{\min}$ – $L_{\max}$ определяют на основе K – k -модели турбулентности [11, 12].

$$\frac{dK}{d\tau} = \frac{1}{2} \dot{m}_{\text{вп}} u_{\text{вп}}^2 - P + K \frac{\dot{m}_{\text{вып}}}{m} + K \frac{\dot{\rho}_{\text{несг}}}{\rho_{\text{несг}}};$$

$$\frac{dk}{d\tau} = P - m\epsilon + k \frac{\dot{m}_{\text{вып}}}{m} + k \frac{\dot{\rho}_{\text{несг}}}{\rho_{\text{несг}}}.$$

Здесь K — кинетическая энергия осредненного поля скоростей в цилиндре U_f ; $K = \frac{1}{2} m U_f^2$;

m — масса топливовоздушной смеси в цилиндре; $u_{\text{вп}}$ — скорость потока воздуха на впуске; $\dot{m}_{\text{вп}}$ и $\dot{m}_{\text{вып}}$ — массовые расходы газа на впуске и выпуске соответственно; k — кинетическая энергия турбулентности, $k = \frac{3}{2} m u'^2$; ϵ — скорость ее диссипации; $\dot{\rho}_{\text{несг}}$ — скорость изменения плотности несгоревшей смеси; P — источник член, характеризующий перенос энергии между осредненным и турбулентным полями скоростей,

$$P = c_p \frac{K}{L_I} u',$$

где c_p — константа, определяемая из выражения [12]:

$$c_p = 0,3307 c_t \sqrt{\frac{3}{2}},$$

c_t — константа модели, подбираемая в ходе расчета (рекомендуемые значения находятся в пределах 0,6...0,7 при частичной и 0,4...0,6 при полной нагрузке).

Скорость диссипации кинетической энергии турбулентности определяется выражением

$$\epsilon = \frac{u'^3}{L_I}.$$

Интегральный масштаб длины L_I

$$L_I = c_L \frac{V_{\text{цил}}}{A},$$

где c_L — константа модели, также подбираемая в ходе расчета (рекомендуемые значения находятся в пределах 0,2...0,8 для всех режимов работы двигателя); $V_{\text{цил}}$ — объем цилиндра; A — площадь поверхности стенок, образующих КС. Значение константы c_L следует выбирать таким образом, чтобы в момент прихода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) отношение скорости турбулентных пульсаций u' к средней

скорости поршня $c_m = \frac{S n}{30}$ находилось в пределе

1...2 (здесь S — ход поршня; n — частота вращения коленчатого вала двигателя).

Описанная модель справедлива для полностью развитого турбулентного пламени. В моменты возникновения искры на свече зажигания, а также при достижении фронтом пламени стенок камеры сгорания соотношения модели корректируют с учетом изменения условий протекания сгорания [13].

Воспламенение инициируется начальным очагом диаметром 2 мм, существующим около 200 мс [14, 15]. При этом для корректировки времени задержки воспламенения вводят константу $c_{\text{воспл}}$, по умолчанию равную единице, увеличение ее значения приводит к более позднему началу сгорания, а уменьшение — к более раннему.

Помимо констант c_p , c_L и $c_{\text{воспл}}$ при верификации модели для более тонкой настройки можно использовать параметр $c_{\text{сг}}$, позволяющий уточнить масштаб турбулентности L_{max} в зависимости от плотности несгоревшей смеси.

Отличия модификации двигателя от автомобильного заключаются в переработанных системах впуска, выпуска, охлаждения и смазки. Разработанная расчетная модель дает возможность оценить необходимые изменения систем впуска и газораспределения, а также их влияние на рабочий процесс двигателя.

Верификация математической модели

Полученные в результате эксперимента индикаторные диаграммы, а также восстановленные по ним зависимости для скоростей тепловыделения на различных режимах работы двигателя принимали в качестве эталонных для верификации математической модели. Помимо этого по экспериментальным значениям давления во впускных коллекторах при различных углах открытия дросселя были уточнены значения коэффициентов расхода на заслонке.

Предложен следующий порядок настройки фрактальной модели сгорания.

1. Выполняют базовый расчет с известным по экспериментальным данным значением угла опережения зажигания. Параметры варьируемых констант модели сгорания при этом имеют следующие значения: $c_{\text{воспл}} = 1,0$; $c_t = 0,5$; $c_L = 0,5$; $c_{\text{сг}} = -0,33$.

2. Далее сопоставлением кривых тепловыделения, полученным по экспериментальным данным и по результатам расчетов по фрактальной модели на исследуемом режиме работы двигателя, определяют константу $c_{\text{воспл}}$ (рис. 1). (Отметим, что на рис. 1, 2 значения давления и скоростей тепловыделения приведены относительно соответствующих максимальных экспериментальных значений, принятых за единицу.)

3. С помощью подбора констант c_L и c_i процесс сгорания настраивают по критерию совпадения расчетных и экспериментальных зависимостей давления и тепловыделения в цилиндре двигателя от угла поворота коленчатого вала

(ПКВ), полученных из расчетов по фрактальной модели (рис. 2). Отношение скорости турбулентных пульсаций u' к средней скорости поршня c_m при выборе константы c_L должно находиться в пределах 1...2.

4. Осуществляют итоговую настройку модели варьированием константы c_{cr} .

5. Повторяют описанную в пп. 1–4 процедуру для всех рассматриваемых режимов работы, в том числе с частично открытым дросселем.

Результаты настройки фрактальной модели на режиме максимального крутящего момента (с частотой вращения коленчатого вала n_1) при полностью открытом дросселе представлены на

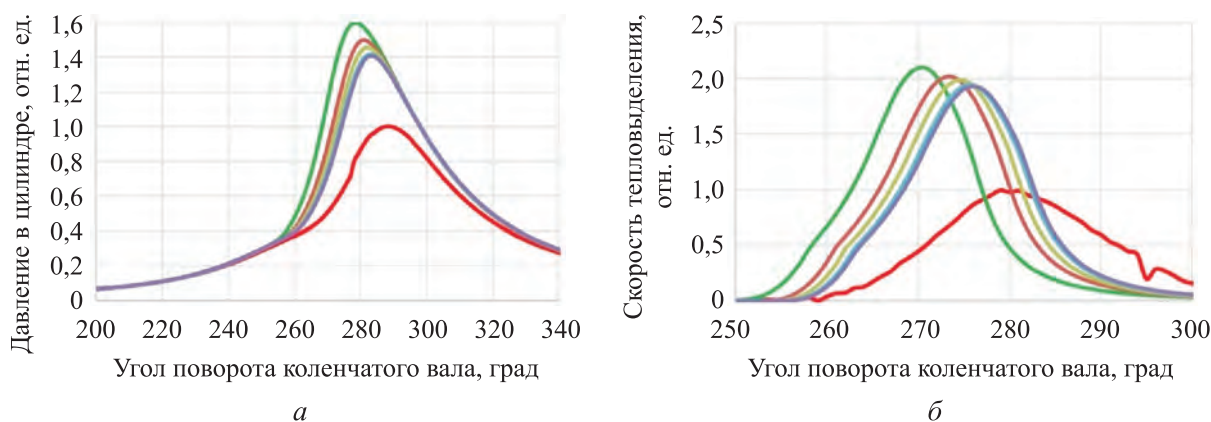


Рис. 1. Определение константы $c_{\text{воспл}}$ на режиме максимального крутящего момента при полностью открытом дросселе (выбирают $c_{\text{воспл}} = 1,85$):

a — зависимость давления; b — скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при различных значениях константы $c_{\text{воспл}}$; — эксперимент; — $c_{\text{воспл}} = 1,0$; — $c_{\text{воспл}} = 1,5$; — $c_{\text{воспл}} = 1,7$; — $c_{\text{воспл}} = 1,85$; — $c_{\text{воспл}} = 1,9$

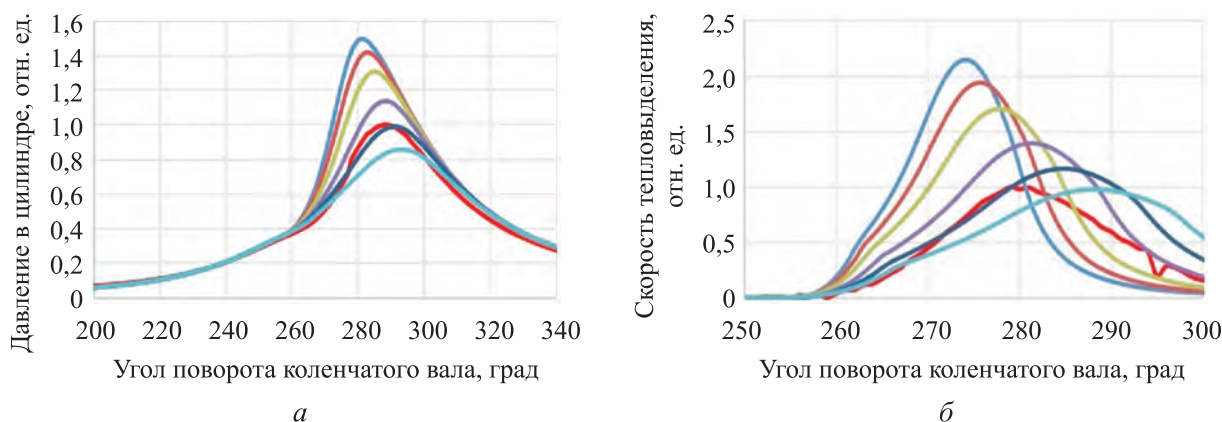


Рис. 2. Определение константы c_L на режиме максимального крутящего момента при полностью открытом дросселе (выбирают $c_L = 0,24$):

a — зависимость давления; b — скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при различных значениях константы c_L ; — эксперимент; — $c_L = 0,6$; — $c_L = 0,5$; — $c_L = 0,4$; — $c_L = 0,3$; — $c_L = 0,24$; — $c_L = 0,2$

рис. 1, 2. Результаты подбора коэффициентов c_i и c_{cr} вследствие их меньшего в сравнении с $c_{воспл}$ и c_L влияния не показаны, их итоговые значения для рассматриваемого режима составили 0,5 и –0,33 соответственно.

Значение скорости турбулентных пульсаций u' в момент времени, соответствующий положению поршня 2-го цилиндра в ВМТ, составило 15,9 м/с. При учете средней скорости поршня на рассматриваемом режиме $c_m = 14,6$ м/с, отношение $u'/c_m = 1,1$ и находится в пределах 1...2, таким образом, константа c_L выбрана корректно.

Показано, что увеличение константы $c_{воспл}$ приводит к увеличению задержки воспламенения и снижению максимального давления цикла p_z , рост c_L ведет к увеличению p_z , а повышение c_i и c_{cr} — к снижению p_z ; при этом три последние константы не влияют на задержку воспламенения.

Отмечается существенная зависимость давления и скорости тепловыделения в цилиндре двигателя от параметров $c_{воспл}$ и c_L при относительно меньшем влиянии констант c_i и c_{cr} . Преимущественно задача сопоставления расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм с точностью до 2 % решается подбором параметров $c_{воспл}$ и c_L при базовых значениях $c_i = 0,5$ и $c_{cr} = -0,33$. По максимальным значениям скоростей тепловыделения различие составляет 10 %, при этом, как правило, расчетный пик по тепловыделению достигается позже восстановленного по экспериментальным данным на 4...6 ПКВ.

Анализ итоговых зависимостей констант фрактальной модели сгорания от режима работы двигателя показал преимущественное влияние частоты вращения коленчатого вала двигателя при значительно меньшем влиянии угла

открытия дросселя (рис. 3, а, б). Как следствие, допустима вариация констант $c_{воспл}$ и c_L для рассматриваемого двигателя во всем диапазоне расчетных режимов в зависимости только от частоты вращения коленчатого вала. При этом для частот, выходящих за диапазон полученных в экспериментальных исследованиях (от режима холостого хода до максимального крутящего момента), допустимо задание констант по результатам интерполяции (пунктирные линии на рис. 3, а, б): для режима максимальной продолжительной мощности $c_{воспл} = 1,75$ и $c_L = 0,24$; для взлетного режима (на рис. 3, а, б для этого режима относительная частота вращения коленчатого вала принята за единицу) $c_{воспл} = 1,4$ и $c_L = 0,24$.

На заключительном этапе верификации расчетной модели осуществлялось сравнение индикаторных диаграмм, полученных на исследуемых режимах для всех цилиндров рассматриваемого V-образного двигателя (рис. 4). Индицирование осуществляли в два этапа: на первом этапе для всех режимов были сняты индикаторные диаграммы в цилиндрах 1–4, на втором — по цилиндрам 5–8. Для повышения точности расчетов значения коэффициентов избытка воздуха по цилиндрам задавали индивидуально согласно экспериментальным данным. Отметим, что изначально калибровку модели сгорания проводили по второму цилиндру и в последующих расчетах по цилиндрам параметры модели не меняли.

Результаты, представленные на рис. 4, показывают хорошую сходимость экспериментальных и расчетных индикаторных диаграмм: погрешность по первому ряду цилиндров по максимальным значениям давления не превышала 8,8 % (3-й цилиндр) при совпадающих углах

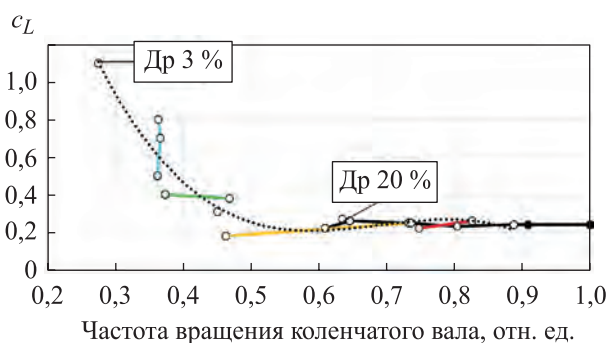
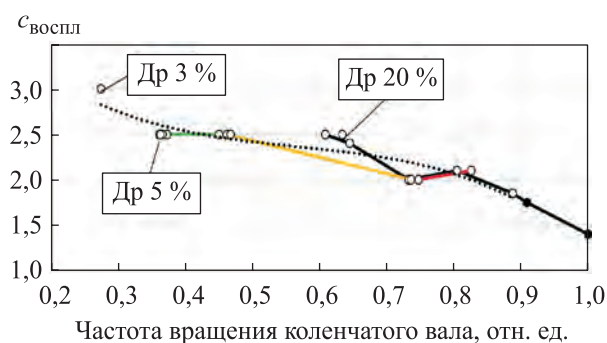


Рис. 3. Зависимости констант модели сгорания $c_{воспл}$ (а) и c_L (б) от частоты вращения коленчатого вала и степени открытия дроссельной заслонки (в процентах):
 — 100; — 40; — 35; — 10; — 5

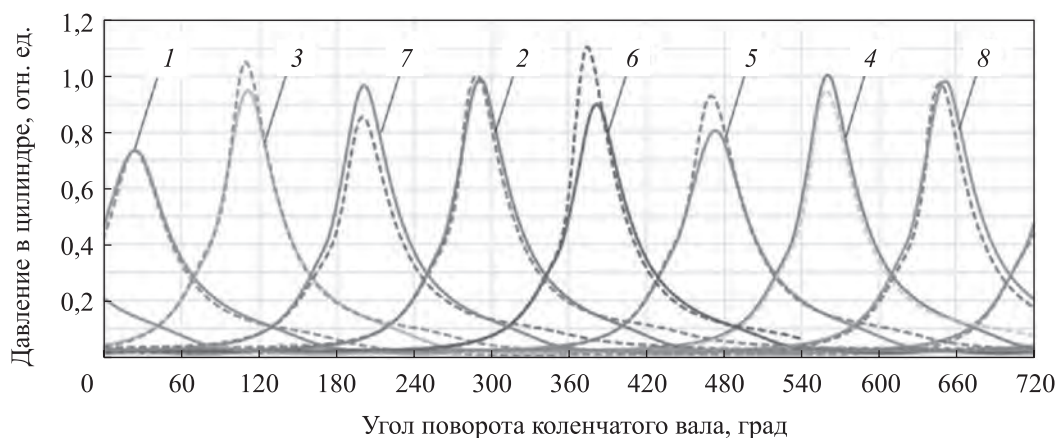


Рис. 4. Сопоставление расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм авиационного поршневого двигателя на режиме максимального крутящего момента при полностью открытом дросселе (сплошная линия — расчет, пунктирная — эксперимент; 1–8 — номера цилиндров)

достижения максимального давления. Подчеркнем практически полное совпадение расчетного и экспериментального давления в 1-м цилиндре (погрешность менее 1 %) при том, что уровень давления в этом цилиндре отличается от остальных в ряду примерно на 2 МПа. Объясняется такая неравномерность прежде всего перекрытием фаз газораспределения соседних в ряду цилиндров (в данном случае — 1-го и 3-го), конструкцией впускного коллектора, а также различием в составе топливовоздушной смеси (по экспериментальным данным, в первом цилиндре коэффициент избытка воздуха составил $\alpha_v = 0,95$, в третьем $\alpha_v = 0,85$).

Второй ряд цилиндров демонстрирует худшую сходимость по сравнению с первым (максимальное расхождение по давлению имеет место в 6-м цилиндре и составляет 18 %). Объяснить это можно отклонением состава топливopодводящей смеси по цилиндрам от реальных значений, а также различием температуры и давления окружающей среды в ходе эксперимента при снятии индикаторных диаграмм для левого и правого рядов двигателя (эксперименты проводились в разные дни). Тем не менее, заметно, что модель позволяет корректно отрабатывать перекрытие впусков 5-го и 6-го цилиндров (как в расчете, так и в эксперименте при этом происходит снижение максимальных давлений цикла примерно на 1 МПа). Аномальным выглядит и рабочий процесс в 7-м цилиндре, заметно расхождение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм еще при сжатии рабочей

смеси до момента подачи искры. Однако в этом случае аномалию можно объяснить некоторым отличием геометрических характеристик реального 7-го цилиндра от остальных: как подтвердили замеры компрессии на экспериментальном двигателе, показатели этого цилиндра оказались хуже соседних, при этом в процессе работы он демонстрировал склонность к отключению на отдельных режимах. На фоне остальных цилиндров второго ряда 8-й демонстрирует хорошую сходимость расчетных данных с экспериментальными (погрешность менее 2 % при некотором запаздывании расчетного угла достижения максимального давления).

Таким образом, разработанная и верифицированная модель авиационного поршневого двигателя с допустимой точностью позволяет оценить его эффективные показатели во всем диапазоне рабочих режимов при различных значениях положения дроссельной заслонки и коэффициентов избытка воздуха.

Практические рекомендации по повышению эффективных показателей двигателя

В результате обработки экспериментальных данных был получен набор расчетных точек на разных режимах работы двигателя в диапазоне частот вращения коленчатого вала n от холостого хода до взлетного режима и степенях открытия дросселя от 3 до 100 % (рис. 5). Показано, что двигателем обеспечиваются требуемые крейсерские режимы, а также режим макси-

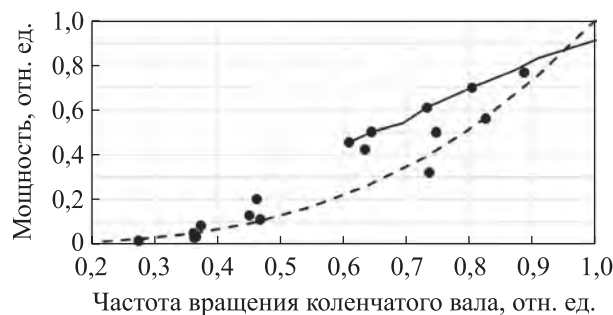


Рис. 5. Относительная эффективная мощность двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и степени открытия дросселя:

— — винтовая характеристика; — — BCX;
● — эксперимент

мальной продолжительной мощности (на рис. 5 расчетные точки, соответствующие снятию экспериментальных индикаторных диаграмм, преимущественно лежат выше или на винтовой характеристике; относительные мощность и частота вращения коленчатого вала на взлетном режиме приняты за единицу). При этом расчет показателей двигателя с использованием верифицированной модели сгорания и с учетом неравномерности коэффициентов избытка воздуха по цилиндрам на взлетном режиме при работе по внешней скоростной характеристике (BCX) дал эффективную мощность двигателя, меньшую требуемой на 9,4 %.

В связи с этим предлагаются следующие меры по повышению максимальных показателей двигателя.

1. Обеспечение идентичности состава смеси по цилиндрам.

В результате анализа результатов на режиме, соответствующем относительной частоте $n = 0,88$ при полностью открытом дросселе, выявлено, что обеспечение идентичности состава смеси по цилиндрам позволяет снизить неравномерность по максимальному давлению в отдельных цилиндрах с 2,29 до 0,85 МПа (показатели в 1-м и 4-м цилиндрах) и приводит к росту мощности на 1,5 %. На взлетном режиме ($n = 1$) задание одинакового коэффициента избытка воздуха по всем цилиндрам позволяет повысить мощность двигателя на 1,6 %.

2. Модификация фаз газораспределения.

Результаты расчетов показали смещение максимальных показателей мощности в область больших перекрытий впускных и выпускных клапанов, как следствие, рекомендуемая модификация законов их подъема сводится к сме-

щению впуска на -5 град. ПКВ, а выпуска — на $+5$ град. ПКВ относительно реализованного на исходном двигателе (перекрытие увеличивается на 10 град. ПКВ). В итоге мощность на режиме максимальной продолжительной мощности ($n = 0,91$) увеличивается на 1,9 % при росте удельного расхода топлива на 3,7 г/(кВт · ч). На взлетном режиме ($n = 1$) в этом случае происходит рост мощности на 5,1 кВт при сопоставимых уровнях удельных расходов топлива.

Однако при модификации фаз газораспределения неравномерность максимальных давлений по цилиндрам практически не снижается и достигает 0,8...1,0 МПа на рассматриваемых режимах, что говорит о возможности дальнейшего повышения показателей двигателя. Возможным вариантом доработки системы газораспределения может служить введение индивидуальных фаз по цилиндрам, однако более перспективным выглядит изменение конструкции системы впуска с целью устранить неравномерность распределения топливовоздушной смеси.

3. Изменение конструкции впускной системы.

Изменение конструкции впускной системы в расчетной модели реализовано заменой индивидуальных впускных коллекторов для каждого ряда цилиндров на единый коллектор большего объема; также рассмотрено применение воздушных патрубков от коллектора до головок двигателя настроенной длины для использования волновых явлений на впуске.

Введение единого коллектора позволило решить проблему с неравномерностью максимальных давлений цикла по цилиндрам — разница снизилась до значений менее 0,01 МПа. Как следствие, мощность двигателя возросла на всех рассматриваемых режимах: на 4 % при относительной частоте вращения коленчатого вала $n = 0,91$ и на 9,7 % при $n = 1$. При этом влияние объема впускного коллектора на мощностные показатели двигателя оказывается минимальным (менее 1 %) и неодинаковым на различных режимах: если на режиме $n = 0,91$ увеличение объема приводит к росту мощности, то на взлетном режиме ($n = 1$) рост объема, наоборот, ведет к снижению мощностных показателей.

Сильнее на мощностные показатели влияют размеры впускных патрубков: при длине 300 мм на взлетном режиме возможно повышение мощности на 5,7 % от достигнутых значений; на режиме максимальной продолжитель-

ной мощности обеспечивается рост на 12 % при незначительном увеличении расхода топлива (дроссель полностью открыт, коэффициент избытка воздуха равен 0,85). Однако в этом случае существенно растут габариты системы впуска в вертикальном направлении, что может затруднить размещение двигателя в подкапотном пространстве летательного аппарата. С этой точки зрения более оправдано ограничение длины впускных патрубков значением 190 мм, тогда габариты рассматриваемого V-образного двигателя в поперечном сечении не будут превышать габариты существующих звездообразных силовых установок, что позволит обеспечить требуемую мощность на взлете.

Выводы

1. Разработана расчетная модель перспективного АПД с наддувом и принудительным воспламенением от электрической искры. На основе экспериментальных данных определены параметры математической модели, позволяющие с приемлемой точностью описать процесс сгорания в цилиндре рассматриваемого двигателя во всем диапазоне расчетных режимов. Приведена последовательность настройки модели сгорания, сформулированы рекомендации по значениям констант фрактальной модели сгорания.

2. Выявлена значительная неравномерность по максимальным давлениям цикла, достигающая порядка 2 МПа в отдельных цилиндрах, и, как следствие, определена нехватка мощности

в 9,4 % на взлетном режиме работы. Остальные режимы работы по винтовой характеристике, в том числе режим максимально продолжительной мощности, двигателем исходной конструкции обеспечиваются. Для снижения неравномерности рабочего процесса предлагается обеспечить равномерный состав топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя, изменить фазы газораспределения и конструкцию системы впуска.

3. В результате реализации указанных мероприятий неравномерность по максимальным давлениям удалось снизить до значений менее 0,01 МПа, а показатели двигателя на режиме максимальной продолжительной мощности при полностью открытом дросселе повысить на 4 %. Указанные параметры достигаются при установке единого впускного коллектора большого объема с впускными патрубками длиной 190 мм. На взлетном режиме при этом происходит рост мощности на 9,7 %, как следствие, требуемые показатели двигателя обеспечиваются.

4. Существует резерв для дальнейшего повышения показателей двигателя на 5,7 % на взлетном режиме (на 12 % в режиме максимальной продолжительной мощности) при увеличении длины впускных патрубков до 300 мм. Однако в этом случае существенно растут габариты системы впуска, что может затруднить размещение двигателя в подкапотном пространстве летательного аппарата.

Литература

- [1] Гордин М.В., Палкин В.А. Концепции авиационных двигателей для перспективных пассажирских самолетов. *Авиационные двигатели*, 2019, № 3 (4), с. 7–16.
- [2] Ерохин Е. АПД: курс на отечественные образцы. О новых российских авиационных поршневых двигателях. *Взлет*, 2020, № 9–10, с. 32–35.
- [3] Коровин А.Е., Новиков Ю.Ф. *Практическая аэродинамика и динамика полета самолетов Як-52 и Як-55*. Москва, ДОСААФ, 1989, 357 с.
- [4] Зеленцов А.А. Анализ процессов теплообмена в камерах сгорания авиационных поршневых двигателей с искровым зажиганием. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2018, № 1, с. 75–82. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2018-1-75-82>
- [5] Кавтарадзе Р.З., Касько А.А., Зеленцов А.А. Профилирование камеры сгорания поршневого двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 67–76. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-67-76>
- [6] Qin B. Simulation analysis of Piston Engine based on BOOST. *2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, 2010, pp. 574–577. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICMET.2010.5598426>
- [7] Финкельберг Л.А., Костюченков А.Н., Зеленцов А.А. Расчетно-экспериментальный анализ рабочего процесса поршневого двигателя, адаптированного к авиационному применению. *Авиационные двигатели*, 2020, № 1 (6), с. 15–22. DOI: https://doi.org/10.54349/26586061_2020_1_15

- [8] Merker G., Schwarz C., Teichmann R. *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik* [Fundamentals of Internal Combustion Engines: Mode of Operation, Simulation, Measurement Technology]. Wiesbaden, Germany, Springer, 2019, 1117 p.
- [9] Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Basingstoke, UK, Palgrave Macmillan Press, 2012, 516 p.
- [10] North G.L., Santavicca D.A. The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. *Comb. Science and Tech.*, 1990, vol. 72, pp. 215–232.
- [11] Poulos S.G., Heywood G.B. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. *SAE Paper 830334*, 1983, 27 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/830334>
- [12] Bozza F., Fontana G., Galloni E., Torella E. 3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine. *SAE Technical Paper 2007-24-0029*, 2007, 21 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-24-0029>
- [13] Bozza F., Gimelli A., Senatore A., Caraceni A. A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission Improvements of SI-Engines. *SAE Paper 2001-01-0670*, 2001, 16 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0670>
- [14] North G.L., Santavicca D.A. The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. *Comb. Science and Tech.*, 1990, vol. 72, pp. 215–232. DOI: [10.1080/00102209008951648](https://doi.org/10.1080/00102209008951648)
- [15] Herweg R., Maly R.R. A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S.I. Engines. *SAE Paper 922243*, 1992, 32 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/922243>

References

- [1] Gordin M.V., Palkin V.A. Concepts of Aero Engines for Advanced Civil Aircraft. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation Engines], 2019, no. 3 (4), pp. 7–16 (in Russ.).
- [2] Erohin E. APD: a course on domestic samples. About new Russian aviation piston engines. *Vzlet*, 2020, no. 9–10, 2020, pp. 32–35 (in Russ.).
- [3] Korovin A.E., Novikov Yu.F. *Prakticheskaya aerodinamika i dinamika poleta samoletov Yak-52 i Yak-55* [Practical aerodynamics and flight dynamics of the Yak-52 and Yak-55 aircraft]. Moscow, DOSAAF Publ., 1989, 357 p. (In Russ.).
- [4] Zelentsov A.A. Analysis of Heat Transfer Processes in Combustion Chambers of Aircraft Piston Engines with Spark Ignition. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018, no. 1, pp. 75–82. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2018-1-75-82> (in Russ.).
- [5] Kavtaradze R.Z., Kas'ko A.A., Zelentsov A.A. Shaping the Combustion Chamber of a Piston Engine with Direct Injection of Gasoline. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2019, no. 9, pp. 67–76. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-67-76> (in Russ.).
- [6] Qin B. Simulation analysis of Piston Engine based on BOOST. *2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, 2010, pp. 574–577. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICMET.2010.5598426>
- [7] Finkel'berg L.A., Kostyuchenkov A.N., Zelentsov A.A. Experiment-Calculated Analysis of Working Process of Piston Engine Adapted to Aviation Application. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation Engines], 2020, no. 1 (6), pp. 15–22. DOI: https://doi.org/10.54349/26586061_2020_1_15 (in Russ.).
- [8] Merker G., Schwarz C., Teichmann R. *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik* [Fundamentals of Internal Combustion Engines: Mode of Operation, Simulation, Measurement Technology]. Wiesbaden, Germany, Springer, 2019, 1117 p.
- [9] Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Basingstoke, UK, Palgrave Macmillan Press, 2012, 516 p.
- [10] North G.L., Santavicca D.A. The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. *Comb. Science and Tech.*, 1990, vol. 72, pp. 215–232.
- [11] Poulos S.G., Heywood G.B. The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. *SAE Paper 830334*, 1983, 27 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/830334>
- [12] Bozza F., Fontana G., Galloni E., Torella E. 3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine. *SAE Technical Paper 2007-24-0029*, 2007, 21 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-24-0029>
- [13] Bozza F., Gimelli A., Senatore A., Caraceni A. A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission Improvements of SI-Engines. *SAE Paper 2001-01-0670*, 2001, 16 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0670>

- [14] North G.L., Santavicca D.A. The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. *Comb. Science and Tech.*, 1990, vol. 72, pp. 215–232. DOI: <https://doi.org/10.1080/00102209008951648>
- [15] Herweg R., Maly R.R. A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S.I. Engines. *SAE Paper* 922243, 1992, 32 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/922243>

Материалы поступили в редакцию 24.04.2022

Сведения об авторах

Костюченков Александр Николаевич — кандидат технических наук, начальник сектора 30601 (Исследование перспектив развития АПД для самолетов, вертолетов и беспилотных ЛА) ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова». E-mail: piston@ciam.ru

Зеленцов Андрей Александрович — кандидат технических наук, научный сотрудник отд. 306 (Авиационные поршневые двигатели) ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова». E-mail: zelentsov.aa@gmail.com

Касько Антон Александрович — младший научный сотрудник, отд. 306 (Авиационные поршневые двигатели) ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова». E-mail: kasko_73@mail.ru

Information about the authors

Kostuchenkov Aleksandr Nicolaevich — Ph. D. (Eng.), Head of Department of Research on Prospects for the Development of Engines for Airplanes, Helicopters and Unmanned Aerial Vehicles, Central Institute of Aviation Motors. E-mail: piston@ciam.ru

Zelentsov Andrei Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Research Engineer of Aviation Piston Engines Department, Central Institute of Aviation Motors. E-mail: zelentsov.aa@gmail.com

Kasko Anton Aleksandrovich — Master of Science, Junior Researcher of Aviation Piston Engines Department, Central Institute of Aviation Motors. E-mail: kasko_73@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Костюченков А.Н., Зеленцов А.А., Касько А.А. Доводка рабочего процесса авиационного поршневого двигателя с применением фрактальной модели сгорания. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 29–38. DOI: 10.18698/jec.2022.2.29-38

Citation:

Kostuchenkov A.N., Zelentsov A.A., Kasko A.A. Improvement of the Working Process of Aviation Piston Engine using a Fractal Combustion Model. *Engines Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 29–38 (in Russ.). DOI: 10.18698/jec.2022.2.29-38

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52

Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале

А.В. Пассар¹, Д.В. Тимошенко², Ю.Я. Фершалов³¹ Вычислительный центр Дальневосточного отделения РАН² ФГБОУ ВПО «Тихоокеанский государственный университет»³ Политехнический институт ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет»

Influence of the Design Angle of the Turbine Impeller Outlet on the Nature of the Gas Flow in the Inter-Blade Channel

A.V. Passar¹, D.V. Timoshenko², Y.Ya. Fershalov³¹ FEB RAS² Pacific State University³ Polytechnic Institute of the Far Eastern Federal University

Актуальность исследований обусловлена необходимостью создания высокоэффективных радиально-осевых турбин для турбокомпрессоров, применяемых в двигателестроительной отрасли. С использованием модели расчета турбин на среднем радиусе, а также экспериментально получены характеристики турбины турбокомпрессора, включая поля давлений на выходе из рабочего колеса. Установлены сочетания значений коэффициентов напора и конструктивных углов рабочего колеса, при которых работа турбины оказывается наиболее эффективной. Выявлено, что эффективная мощность турбин возрастает с уменьшением угла рабочего колеса во всем диапазоне изменения напора. Определен вид линий тока в межлопаточных каналах, поле скоростей, а также изменения векторов скоростей вдоль линий меридионального контура рабочего колеса. На основании выявленных зон отрыва установлено, что наиболее отрывоустойчивым является профиль лопаток с углом рабочего колеса 40°.

Ключевые слова: конструктивный угол выхода, рабочее колесо, радиально-осевая турбина, коэффициент напора, проточная часть, характеристики турбины, линия тока, газотурбинная установка

The relevance of the study is due to the need to create highly efficient radial-axial turbines for turbochargers used in the engine industry. Using a model for calculating turbines at an average radius, as well as experimentally the characteristics of a turbocharger turbine, including pressure fields at the outlet of the impeller are obtained. For this purpose, combinations of the values of the pressure coefficients and the impeller design angles, at which the operation of the turbine is the most efficient, are established. It is revealed that the effective power of turbines increases with a decrease in the angle over the entire range of pressure changes. The type of current lines in the interscapular channels, the velocity field, as well as changes in velocity vectors along the lines of the meridional contour of the impeller are determined. Based on the identified separation zones, it was found that the most tear-resistant is the profile of the blades with the impeller angle of 40°.

Keywords: constructive exit angle, impeller, radial-axial turbine, pressure coefficient, flow part, turbine characteristics, current line, gas turbine installation

Введение

Турбины широко применяются во всем мире в качестве приводных двигателей для механиз-

мов различного назначения. Несмотря на относительно высокий уровень КПД маломощных одновенечных осевых малоразмерных газовых

турбин, разрабатываемых в настоящее время [1, 2], они значительно уступают радиально-осевым турбинам (РОТ) по энергетическим показателям. В то же время КПД центробежных турбин ниже, чем КПД осевых. Именно поэтому в энергетических установках предпочитают применение РОТ. Особенно это относится к газотурбинным и микротурбинным установкам, используемым в разных отраслях народного хозяйства в качестве эффективных источников электрической, механической и тепловой энергии, во вспомогательных силовых установках наземных транспортных средств и авиации, турбодетандерных установках, а также в агрегатах наддува поршневых ДВС (турбокомпрессорах).

В проточной части РОТ можно выделить набор основных конструктивных параметров, оказывающих решающее влияние на эффективные показатели и пропускную способность турбины. Согласно классической теории турбомашин, к их числу относится угол выхода потока из рабочего колеса (РК) [3].

В [3–5] исследовано влияние конструктивно-го угла выхода РК β_2 на окружной КПД турбины. Показано, что с уменьшением угла β_2 значение окружного КПД возрастает. При этом адиабатический КПД остается постоянным. Это говорит о том, что увеличение лопаточного КПД происходит за счет уменьшения потерь кинетической энергии потока с его выходной скоростью.

Отметим, что авторам статьи не удалось обнаружить источники, в которых приведены результаты исследования влияния угла β_2 на структуру течения газа в межлопаточном канале. Кроме того, для вращающихся межлопаточных каналов рассматриваемых габаритов невозможно получить достаточно точные экспериментальные данные о структуре течения. Это делает работу в данном направлении актуальной и своевременной.

Цель статьи — определить влияние конструктивного угла выхода РК радиально-осевой турбины на газодинамические характеристики и конфигурацию линий тока потока газа, движущегося во вращающемся межлопаточном канале РК.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- 1) выполнить поиск оптимальной геометрии проточной части турбин для различных значений конструктивных углов выхода РК;

- 2) в ходе численного эксперимента получить характеристики турбин и экспериментально проверить полученные результаты;

- 3) определить расчетные значения (с последующей экспериментальной проверкой) газодинамических характеристик осесимметричного вихревого течения невязкого сжимаемого газа в межлопаточном канале вращающегося РК;

- 4) на основании результатов проделанной работы предложить оптимальный профиль лопаток РК.

Математическая модель структуры течения во вращающемся межлопаточном канале радиально-осевой турбины

Анализ специализированных коммерческих CFD-пакетов (*Computational Fluid Dynamics — вычислительная гидродинамика*), например, таких, как ANSYS CFX [6–13], CFX-TASCflow, FlowVision, позволяющих выполнять расчет структуры потока в проточной части турбомашин показал, что программные продукты представляют своего рода «черный ящик», поэтому глубокий анализ полученных с их использованием результатов, а также реализованных в них математических моделей затруднен, а порой даже невозможен. Как показала практика расчетов с использованием этих программных комплексов, на результаты вычислений влияет выбор типа расчетной сетки, числа ячеек, модели турбулентности и т. д. При разном сочетании этих параметров можно получить множество решений. Для проверки адекватности каждое решение необходимо сравнивать с результатами эксперимента, который на момент проектирования турбины должен быть уже проведен.

По вышеуказанным причинам для расчета структуры течения во вращающемся межлопаточном канале радиально-осевой турбины авторы выбрали математическую модель осесимметричного вихревого течения невязкого сжимаемого газа, описанную в [14–16]. Для описания течения в данной работе применяются уравнения, записанные в системе координат, связанной с межлопаточным каналом: уравнение движения в энергетической форме Крокко; уравнение неразрывности; уравнение первого закона термодинамики; уравнение состояния газа.

Отличительная черта предложенной авторами модели состоит в том, что для описания течения в проточной части турбины в ней применяются уравнения для невязкого газа, при этом потери энергии в полости турбины учитываются косвенно, через определение энтропии,

которая, в свою очередь, рассчитывается через коэффициент потерь кинетической энергии в РК. Это позволяет учитывать все потери кинетической энергии, присущие проточной части турбины.

В работе рассмотрен установившийся вихревой поток, завихренность которого обусловлена наличием лопаток РК. Значение энтропии меняется как вдоль, так и поперек линий тока. Принято допущение о том, что газ сжимаемый и идеальный, а также гипотеза об осевой симметрии потока [17]. Решение построено на полуфиксированной сетке методом прямых [17]. Все производные заменены центральными разностями [18, 19]. Уравнения движения и неразрывности представлены интегральными уравнениями. Расчет проведен методом последовательных приближений [20], степень приближений оценена с точностью 1...2 %.

Оптимальное проектирование проточной части радиально-осевой турбины

На первом этапе исследований решали задачу определения оптимальной геометрии проточ-

ной части турбин для различных значений угла β_2 с применением модели расчета на среднем радиусе меридианного сечения в одномерном квазистационарном приближении [3, 4]. В качестве метода оптимизации был выбран метод неопределенных множителей Лагранжа [3, 4].

Результаты оптимального проектирования показали следующее (рис. 1).

1. При проектировании турбины для одного и того же расхода газа, но для разных значений β_2 получаются одинаковые высоты лопаток l_1 и l_2 .

2. С уменьшением β_2 возрастает оптимальная частота вращения ротора турбины.

Для сравнения представлена исходная геометрия РК штатной турбины ТКР-14С-27 (рис. 2).

Определение энергетической эффективности турбин

На этом этапе определяли эффективность спроектированных авторами турбин. В ходе численного эксперимента выполнялся расчет характеристик КПД турбины $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$ и эффективной мощности $N_T = f_2(\bar{H}_T)$, где $\bar{H}_T = \frac{2H_T}{u_1^2}$ — коэффициент напора, H_T — мгновенное значе-

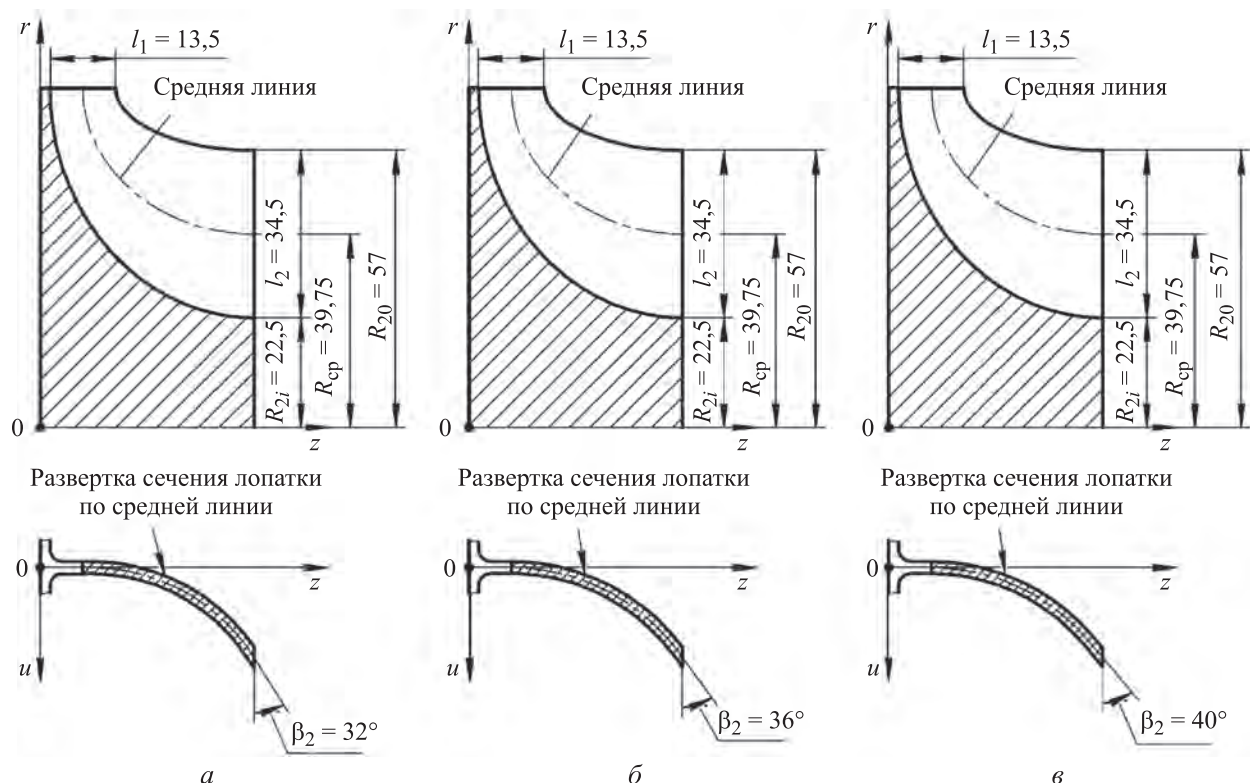


Рис. 1. Рабочие колеса турбины, спроектированные с использованием метода оптимизации:
а — турбина 1, $\beta_2 = 32^\circ$; б — турбина 2, $\beta_2 = 36^\circ$; в — турбина 3, $\beta_2 = 40^\circ$

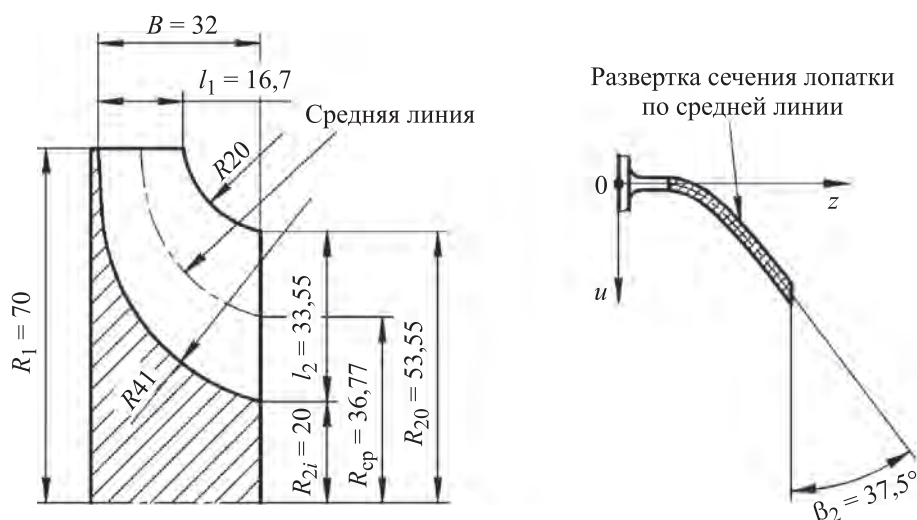


Рис. 2. Рабочее колесо штатной турбины турбокомпрессора

ние изоэнтальпийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной; u_1 — окружная скорость на входе в РК.

Проверка адекватности используемой математической модели осуществлялась путем сравнения экспериментальных и расчетных характеристик $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$ и $N_T = f_2(\bar{H}_T)$. Экспериментальные характеристики турбины турбокомпрессора ТКР-14 С-27 были полученными путем динамической продувки стационарным потоком. Полученные результаты (рис. 3, кривые 4 и 5) показывают, что погрешность расчета не превышает 2 %.

Сравнение энергетической эффективности спроектированных турбин (рис. 3) показывает следующее.

1. В диапазоне изменения напора газа $\bar{H}_T = 1,10 \dots 1,56$ максимальное значение КПД имеет турбина с конструктивным углом выхода $\beta_2 = 40^\circ$.

2. В диапазоне изменения напора газа $\bar{H}_T = 1,56 \dots 3,40$ наиболее эффективной является турбина с $\beta_2 = 32^\circ$.

3. Эффективная мощность возрастает от турбины с $\beta_2 = 40^\circ$ к турбине с $\beta_2 = 32^\circ$ во всем диапазоне изменения напора.

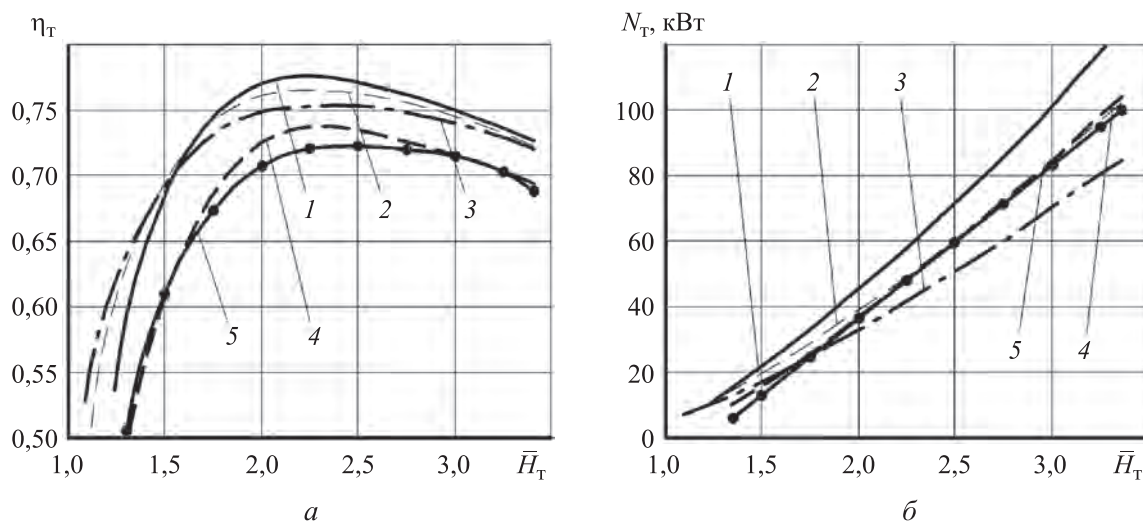


Рис. 3. Зависимости характеристик штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27:

a — КПД турбины от напора; b — эффективная мощность от напора; 1 — турбина 1 $\beta_2 = 32^\circ$; 2 — турбина 2 $\beta_2 = 36^\circ$; 3 — турбина 3 $\beta_2 = 40^\circ$; 4 — расчетная зависимость для штатной турбины ТКР-14С-27; 5 — экспериментальная зависимость для ТКР-14С-27

Результаты расчетов структуры течения во вращающемся межлопаточном канале

Результаты расчета турбин по одномерной модели были использованы в качестве начального приближения для определения характеристик осесимметричного вихревого течения невязкого сжимаемого газа во вращающемся межлопаточном канале. Расчет проводили для следующих режимов.

Турбина 1, $\beta_2 = 32^\circ$; частота вращения РК $n_T = 40\,130 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4).

Режим 1 — точка максимума КПД на характеристике турбины $\eta_T = f(\bar{H}_T)$: коэффициент напора $\bar{H}_T = 2,26$; КПД турбины $\eta_T = 0,765$; расход газа $G_T = 0,375 \text{ кг/с}$; давление на входе в турбину $p_0^* = 0,17 \text{ МПа}$; степень понижения давления газа в ступени $\pi_T = 1,6$; давление на входе в РК $p_1 = 0,129 \text{ МПа}$; коэффициент скорости РК $\psi = 0,947$.

Режим 2 — режим отрыва течения: коэффициент напора $\bar{H}_T = 1,68$; КПД турбины $\eta_T = 0,725$; расход газа $G_T = 0,283 \text{ кг/с}$; давление на входе $p_0^* = 0,15 \text{ МПа}$; степень понижения давления газа в ступени $\pi_m = 1,4$; давление на входе

в РК $p_1 = 0,126 \text{ МПа}$; коэффициент скорости РК $\psi = 0,85$.

Турбина 2, $\beta_2 = 36^\circ$; частота вращения РК $n_T = 39\,500 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 5).

Режим 1 — точка максимума КПД на характеристике турбины $\eta_T = f(\bar{H}_T)$: коэффициент напора $\bar{H}_T = 2,32$; КПД турбины $\eta_T = 0,755$; расход газа $G_T = 0,381 \text{ кг/с}$; давление на входе в турбину $p_0^* = 0,17 \text{ МПа}$; степень понижения давления газа в ступени $\pi_T = 1,6$; давление на входе в РК $p_1 = 0,127 \text{ МПа}$; коэффициент скорости РК $\psi = 0,94$.

Режим 2 — режим отрыва течения: коэффициент напора $\bar{H}_m = 1,57$; КПД турбины $\eta_T = 0,703$; расход газов $G_T = 0,264 \text{ кг/с}$; давление перед турбиной $p_0^* = 0,145 \text{ МПа}$; степень понижения давления газа в ступени $\pi_T = 1,36$; давление на входе в РК $p_1 = 0,124 \text{ МПа}$; коэффициент скорости РК $\psi = 0,818$.

Турбина 3, $\beta_2 = 40^\circ$; частота вращения РК $n_T = 39\,000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 6).

Режим 1 — точка максимума КПД на характеристике турбины $\eta_T = f(\bar{H}_T)$: коэффициент напора $\bar{H}_T = 2,47$; КПД турбины $\eta_T = 0,746$; расход газа $G_T = 0,397 \text{ кг/с}$; давление на входе

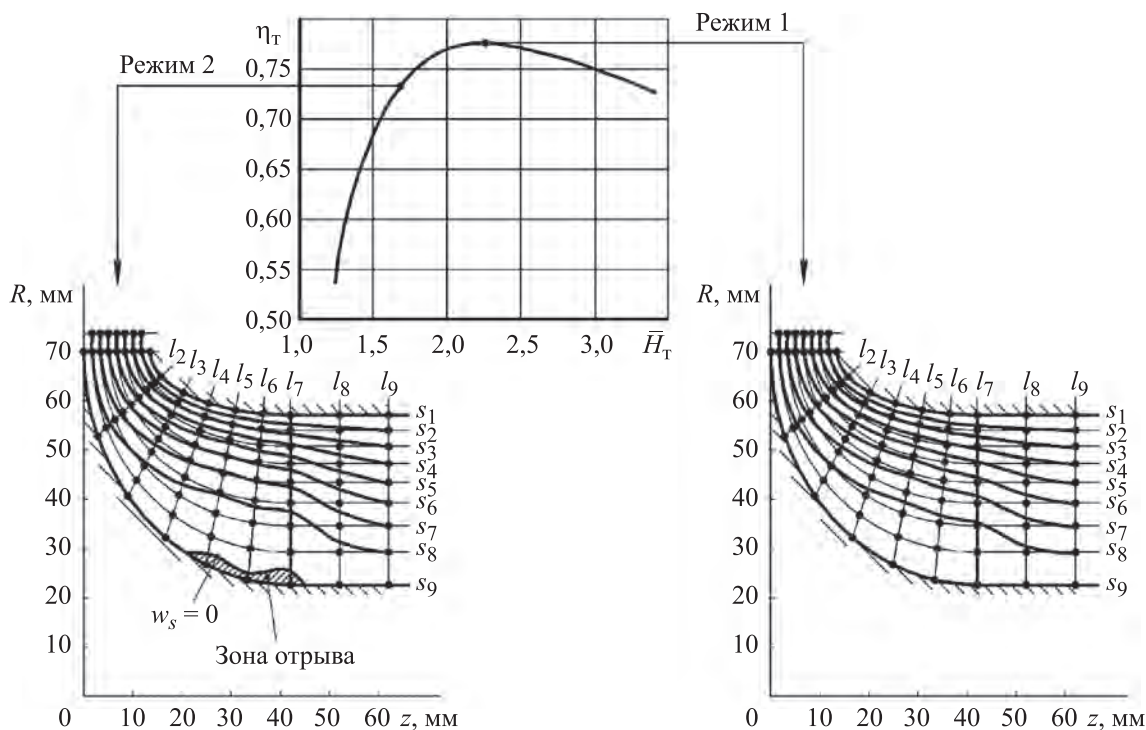


Рис. 4. Результаты расчета структуры течения в турбине 1 при $\beta_2 = 32^\circ$

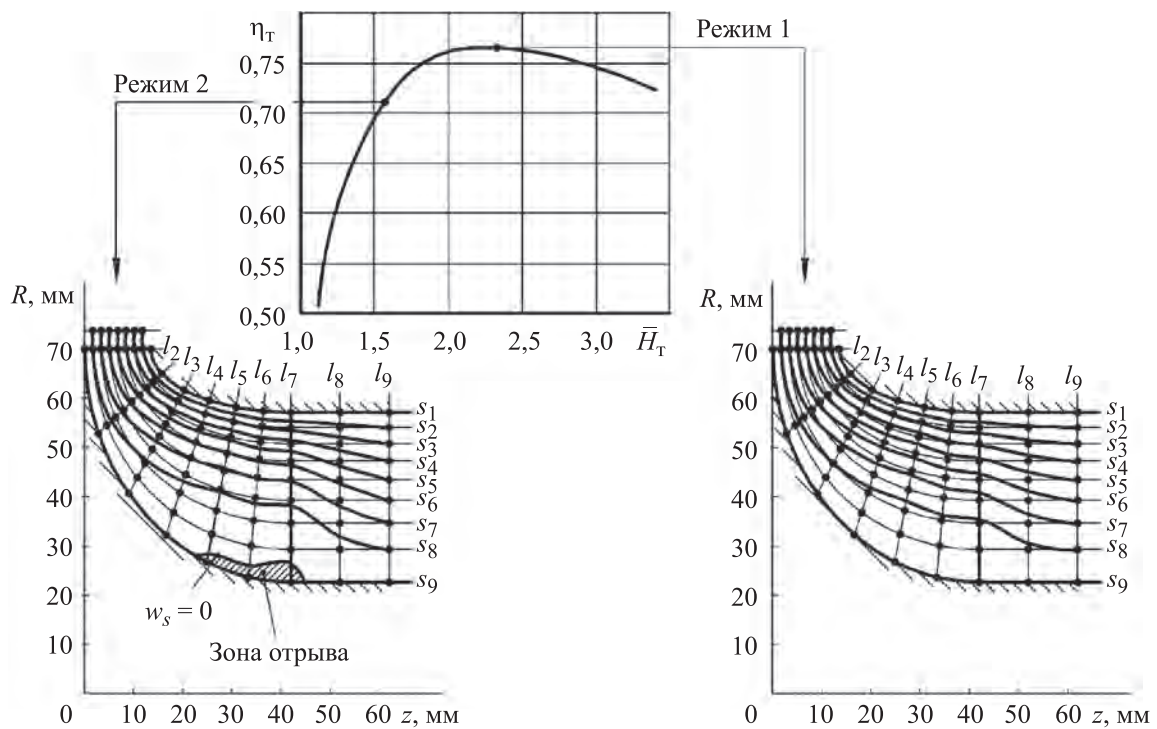


Рис. 5. Результаты расчета структуры течения в турбине 2 при $\beta_2 = 36^\circ$

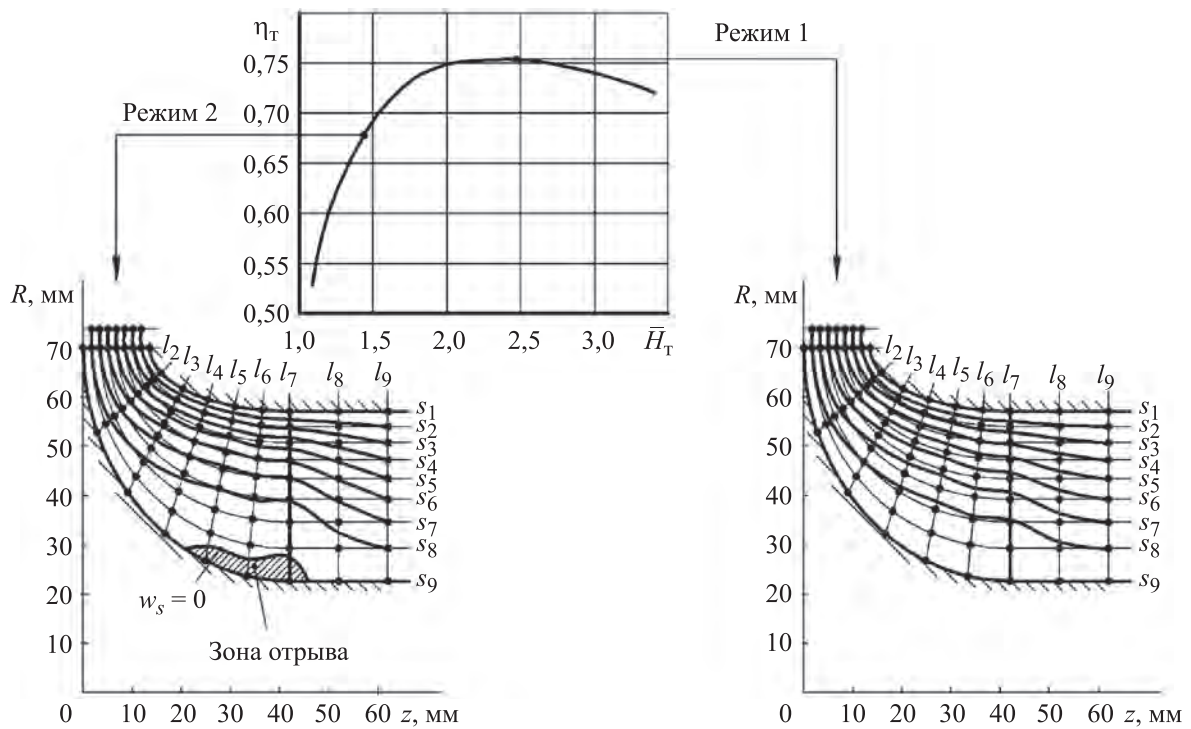


Рис. 6. Результаты расчета структуры течения в турбине 3 при $\beta_2 = 40^\circ$

в турбину $p_0^* = 0,173$ МПа; степень понижения давления в ступени $\pi_T = 1,63$; давление на входе в РК $p_1 = 0,125$ МПа коэффициент скорости РК $\psi = 0,927$.

Режим 2 — режим отрыва течения (см. рис. 6): коэффициент напора $\bar{H}_T = 1,44$; КПД турбины $\eta_T = 0,67$; расход газа $G_T = 0,24$ кг/с; давление на входе в турбину $p_0^* = 0,14$ МПа; степень понижения давления газа в ступени $\pi_T = 1,32$; давление на входе в РК $p_1 = 0,122$ МПа; коэффициент скорости РК $\psi = 0,759$.

На рис. 4–6 тонкими линиями показаны линии предварительного разбиения канала РК по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями — линии тока, определенные в результате последовательных приближений. Такая картина свидетельствует о том, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях погрешность определения скоростей w_s составила менее 1 %.

Расчеты структуры течения показывают, что с увеличением кривизны канала РК линии тока «поджимаются» к корпусу турбины. Особенно сильно это выражено для режима 2 в зоне линий l_5, l_6 и l_7 (см. рис. 4–6) расчетных областей всех турбин.

Как показывают результаты расчетов, в этих сечениях имеют место отрицательные значения меридиональных скоростей w_s :

— для турбины 1 — $w_s = -7$ м/с для сечения l_5 , $w_s = -3$ м/с для сечения l_6 и $w_s = -11$ м/с для сечения l_7 (рис. 7, а);

— для турбины 2 $w_s = -3$ м/с для сечения l_5 , $w_s = -6$ м/с для сечения l_6 , $w_s = -14$ м/с для сечения l_7 (рис. 8, а);

— для турбины 3 $w_s = -6$ м/с для сечения l_5 , $w_s = -9$ м/с для сечения l_6 , $w_s = -18$ м/с для сечения l_7 (рис. 9, а).

Рассмотренное обстоятельство дает основание предполагать, что в проточной части РК возникает отрыв течения от внутренней линии меридионального контура (обратный ток в идеальной жидкости). На рис. 4–6 зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии $w_s = 0$. С увеличением угла β_2 отрывная зона возникает при меньших значениях коэффициента напора и степени понижения давления в ступени: для турбины 1 — на режиме 2 при коэффициенте напора $\bar{H}_T = 1,68$ (см. рис. 4); для турбины 2 — на режиме 2 при коэффициенте напора $\bar{H}_T = 1,57$ (см. рис. 5); для турбины 3 — на режиме 2 при коэффициенте напора $\bar{H}_T = 1,44$ (см. рис. 6).

Таким образом, благодаря увеличению угла β_2 удалось сдвинуть отрывную зону в сторону меньших коэффициентов напора. Поэтому РК с профилем лопатки, имеющим угол $\beta_2 = 40^\circ$, наиболее отрывоустойчиво, поскольку отрыв течения в нем возникает при наименьшем коэффициенте напора.

В результате расчета осесимметричного течения в проточных частях были получены поля

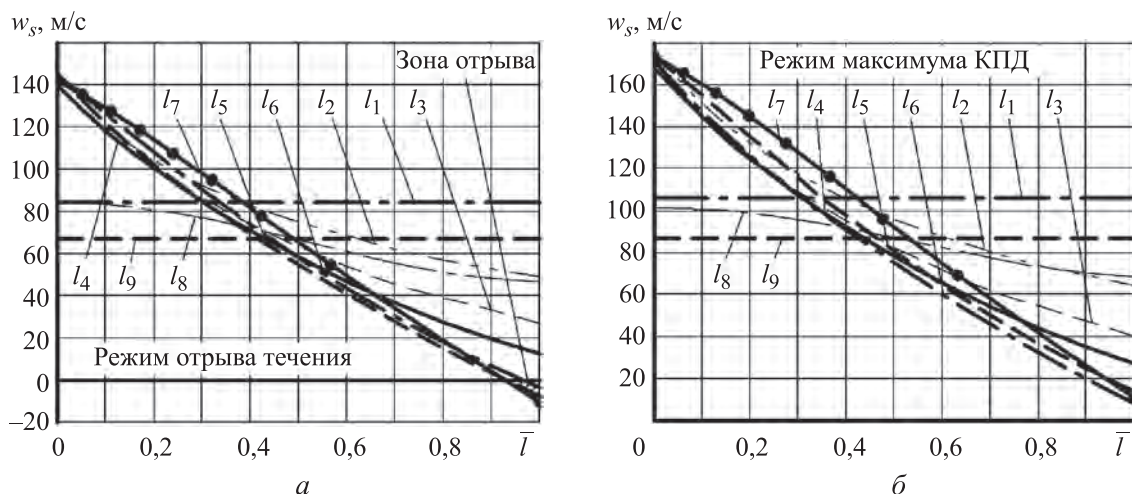


Рис. 7. Поля скорости в проточной части турбины 1 при $\beta_2 = 32^\circ$:

а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

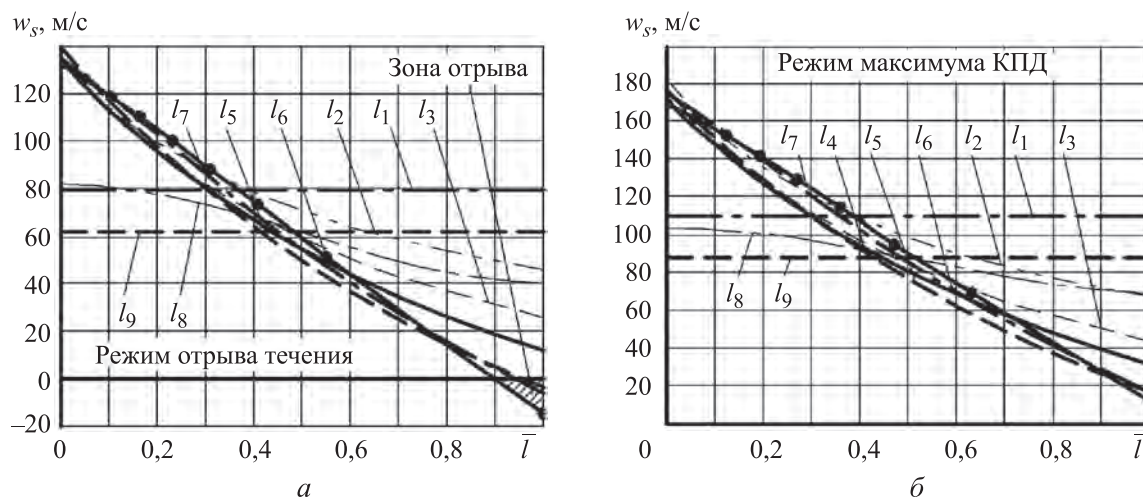


Рис. 8. Поля скорости в проточной части турбины 2 при $\beta_2 = 36^\circ$:
а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

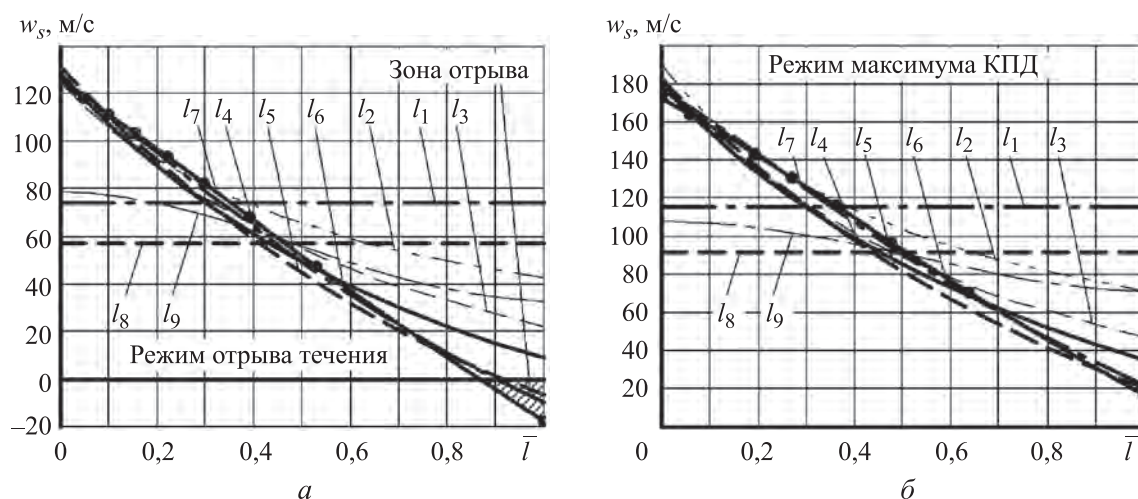


Рис. 9. Поля скорости в проточной части турбины 3 при $\beta_2 = 40^\circ$:
а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

меридиональных скоростей w_s во всех узлах сеток расчетных областей. На рис. 7–9 показаны поля меридиональных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей $\bar{l}$, где $\bar{l} = l_{i \text{ тек}} / l_{i \text{ полн}}$, $l_{i \text{ тек}}$, $l_{i \text{ полн}}$ — текущая и полная длина нормали соответственно; i — номер нормали. Как видно, для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала скорость в поперечных сечениях растет от внутреннего $\bar{l} = 1$ к внешнему $\bar{l} = 0$ обводу профиля.

В расчетной области турбины 1 перепад скоростей $\Delta w_s = w_{s \text{ н}} - w_{s \text{ в}}$ ($w_{s \text{ н}}$ и $w_{s \text{ в}}$ — скорости потока на внешнем и внутреннем обводе профиля соответственно) нарастает: для режи-

ма 1 — вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 162$ м/с (см. рис. 7, а); для режима 2 — вплоть до сечения l_7 , доходит до максимальной величины — $\Delta w_s = 152$ м/с (см. рис. 7, б).

Возрастание перепада скоростей Δw_s в расчетной области турбины 2 происходит: для режима 1 — вплоть до сечения l_5 , приближаясь к максимальному значению $\Delta w_s = 160$ м/с (см. рис. 8, а); для режима 2 — вплоть до сечения l_7 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s = 146$ м/с (см. рис. 8, б).

В расчетной области турбины 3 перепад скоростей Δw_s нарастает: для режима 1 — вплоть до сечения l_5 , достигая максимального

значения $\Delta w_s = 162$ м/с (см. рис. 9, а); для режима 2 — вплоть до сечения l_7 , достигая значения $\Delta w_s = 142$ м/с (см. рис. 9, б).

Таким образом, с уменьшением коэффициента напора $\bar{H}_T$ и степени понижения давления газа π_T в ступени (режим 2 для всех ступеней) происходит уменьшение перепада скорости Δw_s . Для всех расчетных областей, несмотря на сложный характер течения, распределение меридиональных скоростей вдоль линии выходного сечения $\bar{l}_7$ близко к линейному закону.

По данным, представленным на рис. 7–9, были получены распределения полных (относительных) скоростей w вдоль линий меридио-

нального контура РК (рис. 10–12). По оси абсцисс отложено безразмерное расстояние $s_w = s_n / s_{\Sigma n}$, $s_w = s_b / s_{\Sigma b}$ — длина наружного и внутреннего меридионального контура, отнесенная к общей длине наружного и внутреннего контура. По оси ординат отложена полная скорость $w = w_s / \sin^2$. Точками на кривых помечены концы линий l .

Для турбины 1 (рис. 10, а) полная скорость вдоль внешнего меридионального профиля при увеличении s_w возрастает — так же, как и для турбин 2 и 3 (рис. 11, а, 12, а), для последних исключение составляет участок от 6-й до 7-й линии l , где наблюдается падение полной скорости (рис. 11, а, 12, а).

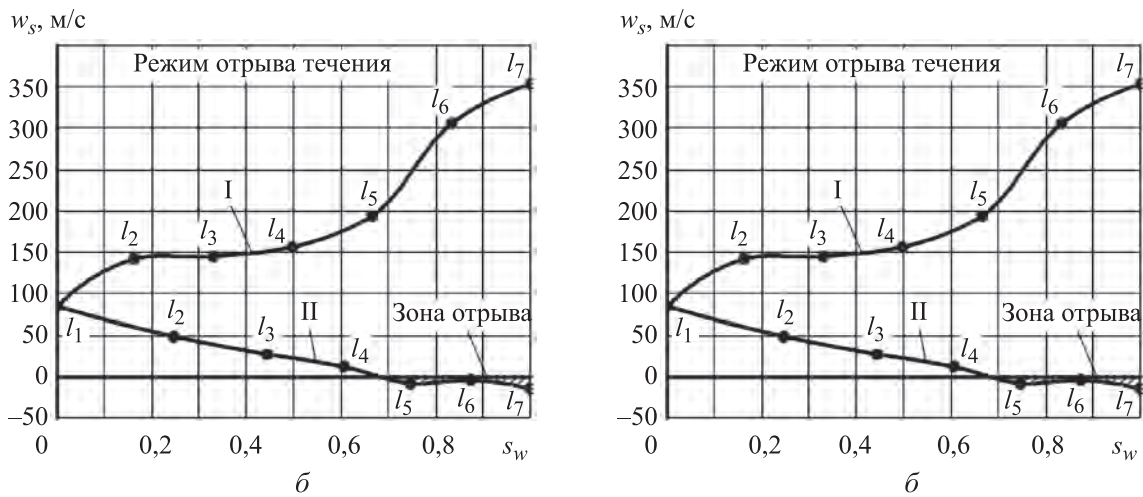


Рис. 10. Изменение скорости вдоль линий меридионального контура турбины 1 при $\beta_2 = 32^\circ$: а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

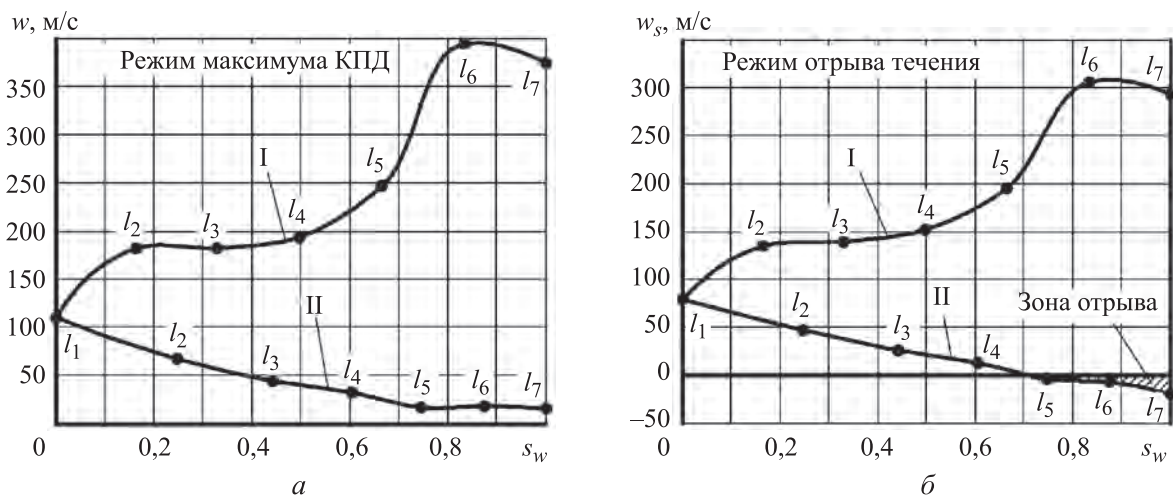


Рис. 11. Изменение скорости вдоль линий меридионального контура турбины 2 при $\beta_2 = 36^\circ$: а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

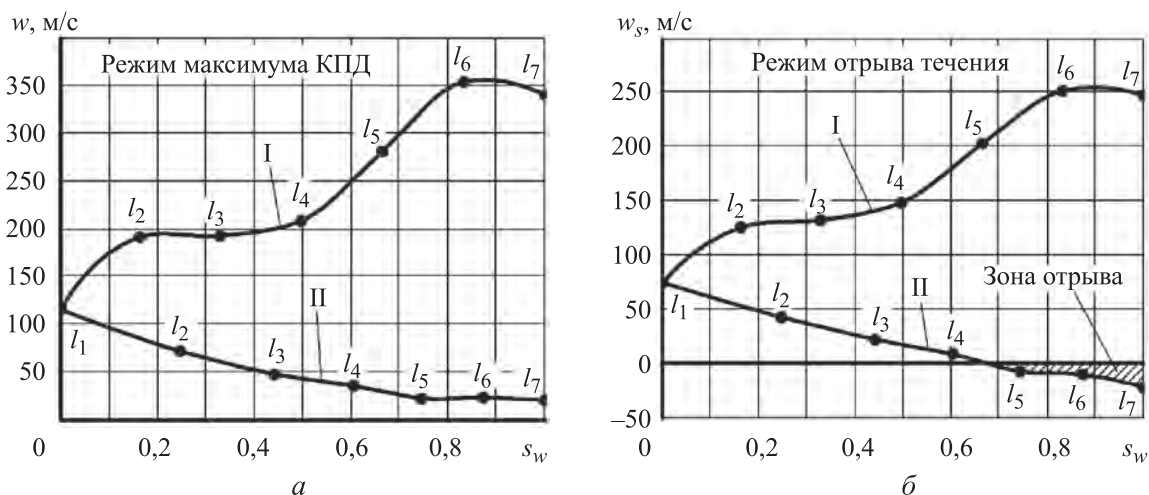


Рис. 12. Изменение скорости вдоль линий меридионального контура турбины 2 при $\beta_2 = 40^\circ$:
а — режим 1; б — режим 2, отрыв течения

Экспериментальная проверка

Для экспериментальной проверки математической модели осесимметричного вихревого течения невязкого сжимаемого газа в межлопаточном канале на созданном авторами специальном стенде были проведены испытания турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27. Стенд позволяет по измеряемым параметрам газового течения на входе и выходе из турбины определять ее КПД (см. рис. 3), а также производить измерение эпюры скорости газового потока на выходе из межлопаточного канала турбины. Описание стенда приведено авторами данной статьи в работах [14, 15]. Для замеров параметров течения за турбиной, в месте выхода потока газа из межлопаточного канала, установлен шаровой зонд с координатным устройством. Кроме полного давления зонд позволяет измерять угол выхода потока газа из РК турбины.

Был проведен расчет течения в межлопаточном канале РК штатной турбины ТКР-14С-27 на режиме отрыва потока от внутренней линии меридионального контура РК (см. рис. 10). Начало места отрыва потока по радиусу располагалось в привтулочной области РК. Для определения зоны отрыва за РК измеряли и сравнивали между собой давление торможения и статическое давление. Сложность при этом вызвало определение угла выхода течения из турбины. Вблизи области отрыва течения поворот шарового зонда в диапазоне $-10...+10^\circ$ не приводил к перемене давления торможения. Вследствие этого

окончательные выводы о появлении области отрыва сделаны при равенстве давлению торможения и статического давления.

Результаты расчета течения в межлопаточном канале штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27 на режиме отрыва течения показаны на рис. 13. Графики экспериментально измеренного давления по высоте выходного сечения межлопаточного канала РК приведены на рис. 14, который иллюстрирует, что в прикорневой области возникает отрыв потока. Протяженность зоны отрыва течения вдоль выходного сечения межлопаточного канала устанавливалась тогда, когда давление торможения было равно статическому давлению.

Сравнение расчетных (рис. 13) и экспериментальных (рис. 14) данных на режиме отрыва потока экспериментально подтверждает предположение о том, что в турбине возникает отрыв потока.

Результаты проведенного эксперимента можно распространить и на опытные турбины 1–3, в которых возникает зона обратных токов, поскольку эти турбины и штатная турбины ТКР-14С-27 относятся к одному типоразмеру.

Выводы

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Проведенный комплекс экспериментальных исследований подтверждает адекватность всех используемых в работе математических моделей. Это позволяет спроектировать комплект проточных частей радиально-осевой турбины

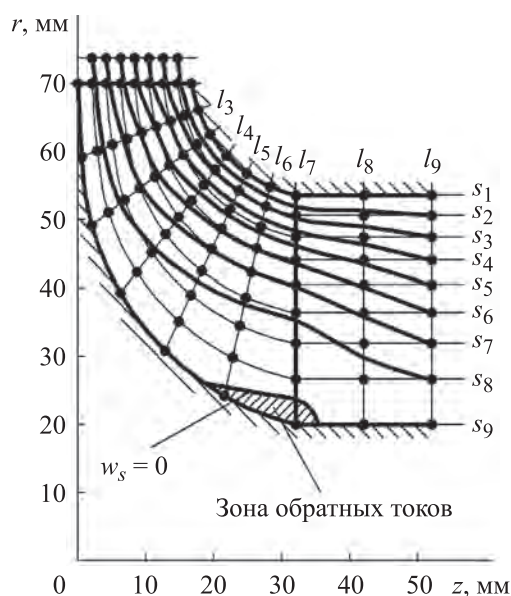


Рис. 13. Результаты расчета течения в межлопаточном канале штатной турбины на режиме отрыва

с разными конструктивными углами выхода и выполнить исследования структуры течения во вращающемся межлопаточном канале турбины.

2. В ходе исследования получены новые данные о влиянии геометрии проточной части радиально-осевой турбины на ее эффективность. Установлено, что в диапазоне изменения коэффициента напора $\bar{H}_T = 1,10 \dots 1,56$ наиболее эффективной оказывается турбина с конструктивным углом выхода РК $\beta_2 = 40^\circ$, а в диапазоне $\bar{H}_T = 1,56 \dots 3,40$ — турбина с углом $\beta_2 = 32^\circ$. Примечательно, что эффективная мощность турбин возрастает с уменьшением угла β_2 во всем диапазоне изменения коэффициентов напора.

Литература

- [1] Fershalov Yu.Ya., Fershalov A.Yu., Fershalov M.Yu. Microturbine with New Design of Nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.153>
- [2] Fershalov A.Yu., Fershalov Yu.Ya., Fershalov M.Yu. Principles of Designing Gas Microturbine Stages. *Energy*, 2021, vol. 218, 119488. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
- [3] Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. Москва, Машиностроение, 1974. 228 с.
- [4] Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. Москва, ИНФРА-М, Форум, 2012, 448 с.
- [5] Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. Москва, Машгиз, 1961, 120 с.
- [6] Bayomi N.N., Abd EI-Maksoud R.M. Two Operating Modes for Turbocharger System. *Energy Conversion and Management*, 2012, no. 58, pp. 59–65.
- [7] Binder N., Garcia B.J., Carbonneau X. Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage: Influence of the Aerodynamic Performance. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, vol. 2013, pp. 1–11, art. ID 735321. DOI: <https://doi.org/10.1155/2013/735321>

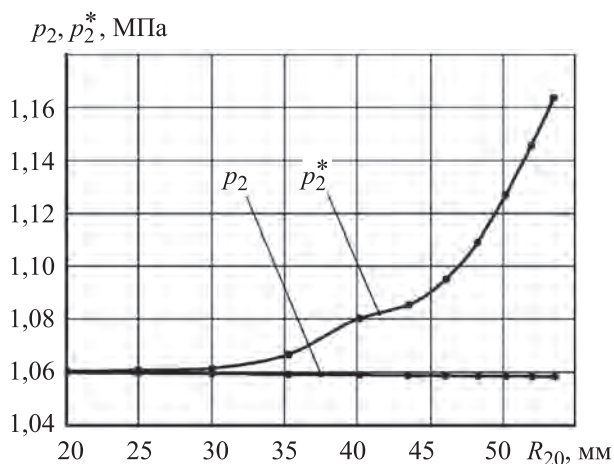


Рис. 14. Изменения давления статического давления и давления торможения на выходе из межлопаточного канала

3. Значение конструктивного угла выхода РК β_2 оказывает большое влияние на структуру течения во вращающемся межлопаточном канале (в том числе образование локальных отрывных течений), что позволяет считать его одним из главных факторов при оценке эффективности прохождения потока через проточную часть турбины.

4. Увеличение конструктивного угла выхода РК с 32° до 40° позволяет сдвинуть отрывную зону в сторону меньших коэффициентов напора. Рабочее колесо с конструктивным углом выхода $\beta_2 = 40^\circ$ имеет наиболее отрывоустойчивый профиль среди всех рассмотренных.

- [8] Ghasemi S., Shirani E., Hajilouy-Benisi A. Performance Prediction of Twin-Entry Turbocharger Turbines. *Turbo Expo 2002: ASME*, Amsterdam, 2002, vol. 1, pp. 1087–1095. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30576>
- [9] Lebele-Alawa B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert S.D. Rotor-Blades Profile Influence on a Gas-Turbine's Compressor Effectiveness. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 494–505.
- [10] Kou H.J., Lin J.S., Zhang J.H. Numerical Study on Vibration Stress of Rotating Fan Blade under Aerodynamic Load at Critical Speed. *Journal of Aerospace Engineering*, 2015, no. 230 (6), pp. 1044–1058. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954410015603071>
- [11] Newton P., Martinez-Botas R., Seiler M. A Three-Dimensional Computational Study of Pulsating Flow inside a Double Entry Turbine. *Journal of Turbomachinery*, 2014, vol. 137, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028217>
- [12] Romagnoli A., Copeland C.D., Martinez-Botas R., Seiler M., Rajoo S., Costall A. Comparison between the Steady Performance of Double-Entry and Twin-Entry Turbocharger Turbines. *Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 135, pp. 1–11.
- [13] Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. *Engineering Analysis with ANSYS Software*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2010, 480 p.
- [14] Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Исследование влияния степени радиальности на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины газотурбинной установки. *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*, 2017, т. 328, № 5, с. 24–38.
- [15] Пассар А.В. Влияние формы меридионального контура рабочего колеса на параметры потока газа в радиально-осевой турбине газотурбинной установки. *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*, 2017, т. 328, № 9, с. 33–48.
- [16] Пассар А.В. Влияние ширины рабочего колеса на эффективность радиально-осевой турбины. *Машиностроение и инженерное образование*, 2017, № 4 (53), с. 61–73.
- [17] Wu Chung-Hua. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types. *Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, 1952, vol. 74, no. 8, pp. 1363–1380.
- [18] Pulliam T.H., Steger J.L. Implicit Finite-Difference Simulation of Three-Dimensional Compressible Flow. *AIAA Journal*, 1980, vol. 18, no. 2, pp. 159–167.
- [19] Chakravarthy S.R. Euler Equation — Implicit Schemes and Boundary Conditions. *AIAA Journal*, 1983, vol. 21, no. 5, pp. 699–706. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.8136>
- [20] Зализняк В.Е. *Численные методы. Основы научных вычислений*. Москва, Юрайт, 2016, 356 с.

References

- [1] Fershalov Yu.Ya., Fershalov A.Yu., Fershalov M.Yu. Microturbine with New Design of Nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.153>
- [2] Fershalov A.Yu., Fershalov Yu.Ya., Fershalov M.Yu. Principles of Designing Gas Microturbine Stages. *Energy*, 2021, vol. 218, 119488. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
- [3] Mitrokhin V.T. Vybór parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh [Selection of parameters and calculation of a centripetal turbine in stationary and transient modes]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1974, 228 p. (In Russ.).
- [4] Chumakov Yu.A. Teoriya i raschet transportnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Theory and calculation of transport gas turbine engines]. Moscow, INFRA-M publ., Forum publ., 2012, 448 p. (In Russ.).
- [5] Midzumati N. Issledovanie radial'nykh gazovykh turbin [Study of radial gas turbines]. Moscow, Mashgiz publ., 1961, 120 p. (In Russ.).
- [6] Bayomi N.N., Abd EI-Maksoud R.M. Two Operating Modes for Turbocharger System. *Energy Conversion and Management*, 2012, no. 58, pp. 59–65.
- [7] Binder N., Garcia B.J., Carbonneau X. Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage: Influence of the Aerodynamic Performance. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, vol. 2013, pp. 1–11, art. ID 735321. DOI: <https://doi.org/10.1155/2013/735321>
- [8] Ghasemi S., Shirani E., Hajilouy-Benisi A. Performance Prediction of Twin-Entry Turbocharger Turbines. *Turbo Expo 2002: ASME*, Amsterdam, 2002, vol. 1, pp. 1087–1095. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30576>
- [9] Lebele-Alawa B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert S.D. Rotor-Blades Profile Influence on a Gas-Turbine's Compressor Effectiveness. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 494–505.

- [10] Kou H.J., Lin J.S., Zhang J.H. Numerical Study on Vibration Stress of Rotating Fan Blade under Aerodynamic Load at Critical Speed. *Journal of Aerospace Engineering*, 2015, no. 230 (6), pp. 1044–1058. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954410015603071>
- [11] Newton P., Martinez-Botas R., Seiler M. A Three-Dimensional Computational Study of Pulsating Flow inside a Double Entry Turbine. *Journal of Turbomachinery*, 2014, vol. 137, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4028217>
- [12] Romagnoli A., Copeland C.D., Martinez-Botas R., Seiler M., Rajoo S., Costall A. Comparison between the Steady Performance of Double-Entry and Twin-Entry Turbocharger Turbines. *Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 135, pp. 1–11.
- [13] Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. *Engineering Analysis with ANSYS Software*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2010, 480 p.
- [14] Passar A.V., Timoshenko D.V. Research of Radiality Degree Effect on Stream Structure in a Flow Range of Radial-Axial Turbine in a Gas-Turbine Plant. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering], 2017, vol. 328, no. 5, pp. 24–38 (in Russ.).
- [15] Passar A.V. Influence of a Meridian Contour Form in a Driving Wheel on Gas Flow Parameters in a Radially-Axial Turbine of a Gas-Turbine Plants. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering], 2017, vol. 328, no. 9, pp. 33–48 (in Russ.).
- [16] Passar A.V. Influence of an Impeller width on the Francis Turbine Efficiency. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*, 2017, no. 4 (53), pp. 61–73 (in Russ.).
- [17] Wu Chung-Hua. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types. *Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, 1952, vol. 74, no. 8, pp. 1363–1380.
- [18] Pulliam T.H., Steger J.L. Implicit Finite-Difference Simulation of Three-Dimensional Compressible Flow. *AIAA Journal*, 1980, vol. 18, no. 2, pp. 159–167.
- [19] Chakravarthy S.R. Euler Equation — Implicit Schemes and Boundary Conditions. *AIAA Journal*, 1983, vol. 21, no. 5, pp. 699–706. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.8136>
- [20] Zaliznyak V.E. Chislennyye metody. Osnovy nauchnykh vychisleniy [Theory and calculation of transport gas turbine engines]. Moscow, Yurayt publ., 2016, 356 p. (In Russ.).

Материалы поступили в редакцию 05.04.2022

Сведения об авторах

Пассар Андрей Владимирович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра ДВО РАН.
E-mail: passar_av@mail.ru

Тимошенко Денис Владимирович — кандидат технических наук, доцент каф. «Двигатели внутреннего сгорания» ФГБОУ ВПО «Тихоокеанский государственный университет».
E-mail: 000595@pnu.edu.ru

Фершалов Юрий Яковлевич — доктор технических наук, профессор, профессор Отделения машиностроения, морской техники и транспорта, Инженерного департамента, Политехнического института ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет». E-mail: Fershalovjuriy@mail.ru

Information about the authors

Passar Andrey Vladimirovich — Ph. D. (Eng.), Senior Researcher at the Laboratory “Numerical Methods of Mathematical Physics” of the Computing Center of the FEBRAS. E-mail: passar_av@mail.ru

Timoshenko Denis Vladimirovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Faculty “Internal Combustion Engines”, Pacific State University. E-mail: 000595@pnu.edu.ru

Fershalov Yuriy Yakovlevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Mechanical Engineering, Marine Engineering and Transport, Department of Engineering, Polytechnic Institute of the Far Eastern Federal University. E-mail: Fershalovjuriy@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Фершалов Ю.Я. Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 39–52. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.39-52>

Citation:

Passar A.V., Timoshenko D.V., Fershalov Y.Ya. Influence of the Design Angle of the Turbine Impeller Outlet on the Nature of the Gas Flow in the Inter-Blade Channel. *Engines Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 39–52 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.39-52>



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям
периодическое электронное издание
«Инженерный журнал: наука и инновации» —**

научно-практическое издание, в котором публикуются оригинальные статьи, содержащие результаты научных исследований. Выбор электронной формы издания обусловлен необходимостью оперативного введения в научный оборот результатов научных исследований, что соответствует тенденции сделать оплаченные государством результаты научного труда общественным достоянием. Этим же объясняется выбор редакцией варианта размещения с полным доступом к контенту без предварительного разрешения от издателя или автора.

Журнал предназначен для научных работников, инженеров, молодых ученых и аспирантов.

Полные тексты статей издания «Инженерный журнал: наука и инновации» представлены на сайте: <http://engjournal.ru/>.

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.2.53-60

К вопросу о формировании внешней скоростной характеристики многотопливных дизелей

Ю.Е. Хрящёв¹, Д.В. Бойков², А.П. Перепелин¹¹ Ярославский государственный технический университет² ПАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод)

On the Issue of Adjusting the External Speed Characteristics of Multi-Fuel Diesel Engines

Yu.Ye. Khryashchov¹, D.V. Boykov², A.P. Perepelin¹¹ Yaroslavl State Technical University² PJSC "Avtodiesel" (Yaroslavl Motor Plant)

Рассмотрены причины уменьшения мощности транспортными дизелями при оснащении их топливными насосами высокого давления с механическим регулятором при переводе их на менее вязкое и плотное топливо и сохранения мощности при оснащении их аккумуляторной системой топливоподачи. Проведены расчетные и экспериментальные исследования по выявлению причин этого явления. Показано влияние давления и температуры топлива, а также давления наддува на внешнюю скоростную характеристику. Представлены способы корректировки внешней скоростной характеристики дизелей, оснащенных механическими регуляторами с целью предотвращения снижения мощности. Сделан вывод о том, что для транспортных дизелей, оснащенных аккумуляторной топливной системой, не требуется никакой дополнительной подстройки и применения специальных датчиков плотности и вязкости топлива.

Ключевые слова: дизель, цикловая подача топлива, система топливоподачи, управление внешней скоростной характеристикой, давление топлива, температура топлива, процесс нагнетания топлива, влияние наддува

The reasons for the decrease in power by transport diesel engines equipped with high-pressure fuel pumps with a mechanical regulator are considered when they are transferred to a fuel that is lighter in viscosity and density and power is maintained when equipped with an accumulator fuel supply system. Computational and experimental studies have been carried out to identify the causes of this phenomenon. The influence of fuel pressure and temperature, as well as supercharger pressure on the external speed characteristic is shown. Methods for adjusting the external speed characteristics of diesel engines in order to prevent power reduction are shown. It is concluded that additional adjustment and special fuel density and viscosity sensors are not required for transport diesel engines equipped with an accumulator fuel supply system.

Keywords: diesel, fuel cycling, fuel supply system, external speed control, fuel pressure, fuel temperature, fuel injection process, boost effect

Перевод транспортных дизелей, оснащенных различными системами топливоподачи и управления, на топливо другой марки или вида, отличающееся от штатного по физико-химическим показателям [1] представляет собой отдельную до-

статочно сложную проблему, поскольку влияет на изменение их мощностных параметров [2, 3]. При переводе дизелей на топливо меньшей плотности и вязкости в случае оснащения их топливными насосами высокого давления (ТНВД) плунжер-

ного типа их мощность уменьшается, а в случае оснащения их аккумуляторными системами топливоподачи (АСТ) уменьшения мощности практически не наблюдается. Цель данной работы — выявление причин изменения мощностных показателей при использовании топлива различных видов и топливоподающих систем разных типов. Такие изменения проявляются только на внешней скоростной характеристике (ВСХ) и вблизи нее [4], поскольку при работе дизеля на частичных скоростных характеристиках любая система автоматического регулирования (САР) частоты вращения благодаря обратной связи способна компенсировать недостаток мощности. Поясним подробнее.

Цикловая подача топлива, впрыскиваемого в цилиндры дизеля, должна строго контролироваться, поскольку приводит к таким негативным последствиям, как механическая перегрузка дизеля вследствие недопустимо высоких значений крутящего момента и частоты вращения, приводящих к разному дизеля. Кроме того, при неконтролируемой цикловой подаче топлива возникает тепловая перегрузка дизеля по причине чересчур высокой температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения, масла в системе смазки, воздуха в турбокомпрессоре и отработавших газов (ОГ) в выпускном коллекторе, что приводит к повышению уровня выброса вредных веществ с ОГ [5–7].

Ограничение максимальной подачи топлива и, соответственно, максимального крутящего момента дизеля позволяет избежать нежелательных эффектов при его тепловой и механической перегрузке. В системах управления транспортными дизелями ограничение цикловой подачи топлива осуществляется путем формирования ВСХ. Форма ВСХ конкретного транспортного дизеля зависит от назначения транспортного средства и конструктивных особенностей трансмиссии [4]. Она определяется общим коэффициентом запаса крутящего момента K_O , равным произведению коэффициентов приспособляемости по крутящему моменту K_M и частоте вращения коленчатого вала K_N :

$$K_O = K_N K_M.$$

Для автомобильных дизелей значения этих коэффициентов $K_N = 1,5 \dots 1,7$, $K_M = 1,05 \dots 1,3$, а для тракторных дизелей $K_M = 1,4 \dots 1,6$.

При разработке ВСХ системы управления (регулирования) частотой вращения дизеля

сначала определяют базовую форму характеристики цикловой подачи топлива $q_{ц} = f(n)$, соответствующую ВСХ крутящего момента $M_{кр}$, построенную на основании требований к значению коэффициента K_O , исходя из оптимальных критериев управления автомобилем в различных условиях движения (рис. 1).

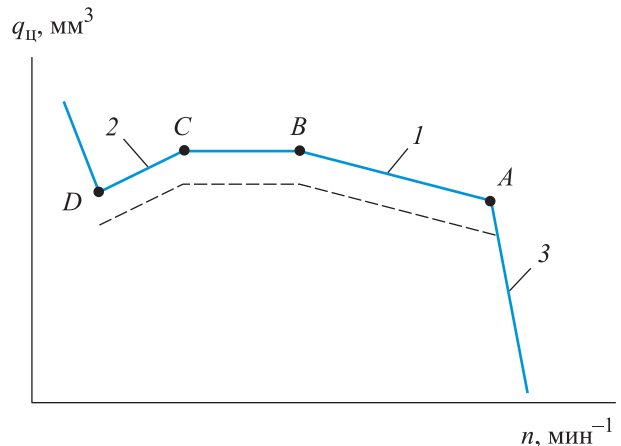


Рис. 1. Схема внешней скоростной характеристики: 1 — участок действия прямого корректора; 2 — участок действия обратного (противодымного) корректора; 3 — предельная регуляторная характеристика

Корректировки базовой ВСХ включают в себя ограничение цикловой подачи [4]:

- на минимальной частоте вращения для уменьшения дымности и концентрации твердых частиц в ОГ при сохранении необходимых характеристик приемистости транспортного средства;

- в зависимости от давления и температуры надувочного воздуха с целью обеспечения оптимальной величины коэффициента избытка воздуха (рис. 2);

- в зависимости от температуры (и вязкости) топлива (рис. 3);

- по условиям работы трансмиссии с учетом пределов прочности ее элементов вплоть до формирования ВСХ в зависимости от включенной передачи автомобиля или передаточного отношения автоматической трансмиссии.

В настоящее время в России более половины парка автотракторной техники укомплектовано дизелями, оснащенными традиционными ТНВД плунжерного типа с механическим регулятором. Другая часть автотракторной техники оснащена электронными системами управления как с ТНВД плунжерного типа, так и с аккумуляторными топливоподающими системами.

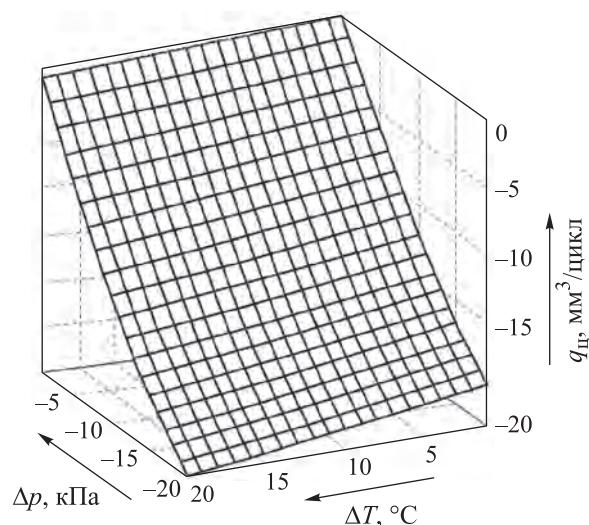


Рис. 2. Изменение цикловой подачи топлива в зависимости от изменения давления и температуры воздушного заряда

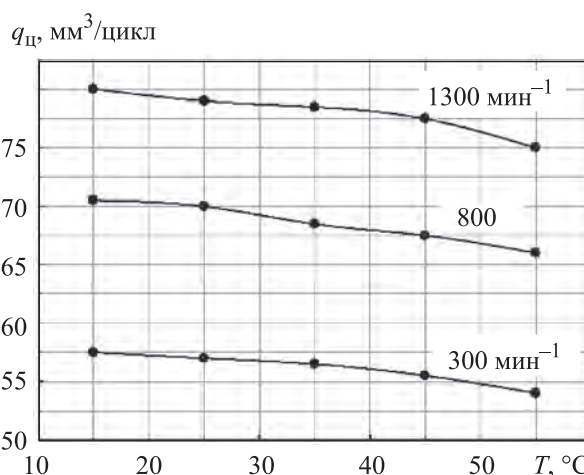


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи топлива от его температуры на различных частотах вращения коленчатого вала

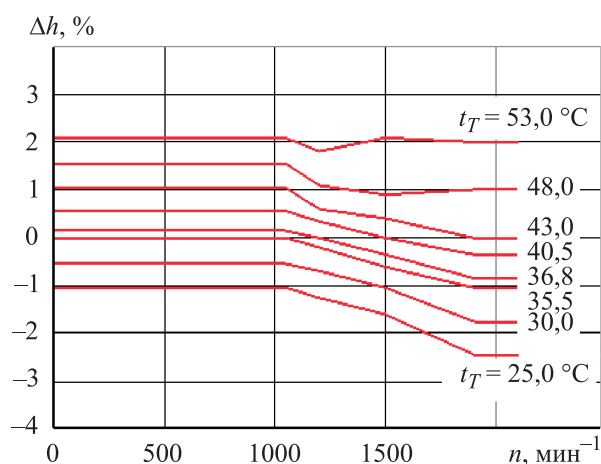


Рис. 4. Настройка алгоритма корректировки по температуре

Дозирование цикловой подачи топлива в цилиндр дизелей, оснащенных традиционными ТНВД, осуществляется объемным способом, т. е. цикловая подача пропорциональна разности объемов надплунжерной полости втулки в момент геометрического начала подачи топлива и в момент начала отсечки. В эксплуатации сейчас имеется несколько сотен тысяч единиц техники, оснащенной традиционными ТНВД с системой типа ЭСУ-1 [8]. ВСХ этой системой управления задается программными средствами, поэтому все корректировки осуществляются по заранее разработанной программе как отклик на состояние объекта управления и окружающей среды, опре-

деляемое посредством датчиков температуры, давления, частоты вращения и др. Например, корректировка цикловой подачи $q_{ц}$ по температуре топлива осуществляется, как показано на рис. 4.

В топливных системах непосредственного действия с плунжерными ТНВД дозирование цикловой подачи осуществляется объемным способом, т. е. $q_{ц}$ ($\text{мм}^3/\text{цикл}$) пропорциональна разности объемов надплунжерной полости втулки в момент геометрического начала подачи топлива и в момент начала отсечки. Начало отсечки зависит от положения рейки ТНВД, управляемой механическим регулятором. С помощью регулятора выполняется настройка формы ВСХ (см. рис. 1), в том числе прямая и обратная корректировка, а также корректировка по давлению наддува воздуха. Настройка осуществляется на подачу дизельного топлива соответствующей плотности, поэтому при уменьшении плотности топлива его массы будет не хватать для выделения при его сгорании того же самого количества теплоты, а значит, будет не хватать и энергии, которая обеспечила бы тот же самый крутящий момент. Положение ВСХ будет соответствовать штриховой линии на рис. 1. На частичных скоростных режимах такая потеря массы в цикловой подаче топлива остается незаметной, поскольку она компенсируется благодаря обратной связи САР, обеспечивающей увеличение цикловой подачи, необходимое для поддержания заданного скоростного режима.

При работе на ВСХ такое увеличение невозможно по причине строгого ограничения предельного положения рейки, поэтому применение топлива меньшей плотности приводит к потере мощности, что проявляется в уменьшении крутящего момента.

Отметим, что при работе на ВСХ «потерянную» из-за недостающей массовой доли топлива часть крутящего момента невозможно компенсировать с помощью механического регулятора, поскольку перемещение рейки ТНВД на увеличение подачи топлива строго ограничено конструкцией механического регулятора. С этой целью механические регуляторы оснащают специальными устройствами, позволяющими рейке ТНВД при переходе на резервное топливо корректировать ВСХ [9–10]. Можно применять специальную конструкцию такого регулятора, обеспечивающую автоматическую подстройку [11].

В топливных системах непосредственного действия с плунжерными ТНВД, как известно, процессы нагнетания и впрыскивания происходят одновременно. При применении топлив меньшей плотности и более сжимаемых (бензин, керосин, смеси) достигаемое значение давления заметно снижается вследствие того, что сжатие топлива в этих системах осуществляется по всей линии высокого давления (ТНВД — топливопровод — форсунка). Поэтому при применении более сжимаемого топлива уменьшается скорость нарастания давления и максимальное давление, а снижение давления приводит к уменьшению цикловой подачи.

В настоящей статье использованы результаты исследований изменения крутящего момента дизелей ЯМЗ с ТНВД и аккумуляторной системой топливоподачи (АСТ) при использовании топлива различного вида (табл. 1), а именно: дизельного топлива Евро сорт С, вид III(ДТ-5) по ГОСТ Р 52368; керосина ТС-1 по ГОСТ 10227; резервного топлива в виде смеси автомобильно-

го бензина марки Регуляр 92 (АИ-92-5) по ГОСТ Р 51105 (75 % по объему) с дизельным топливом ДТ-5 по ГОСТ Р 52368 (25 %).

Испытания дизельного и резервного топлива проведены на двигателе ЯМЗ-7601.10 с традиционным ТНВД «Компакт 40» и на двигателе ЯМЗ-5367 с аккумуляторной топливной системой типа CR. При работе на резервном топливе по сравнению с работой на дизельном топливе снижение номинальной мощности двигателя ЯМЗ-7601.10 составило 9,1 %, а максимального крутящего момента — 18,2 %. Для двигателя ЯМЗ-5367 их изменение было равно соответственно 2,1 и 2,2 %.

На рис. 5, 6 показаны расчетные зависимости развиваемых давлений при использовании дизельного топлива, а также керосина ТС-1, плотность которого близка к плотности испытуемого резервного топлива (смеси бензина с дизельным топливом), в системе с ТНВД «Компакт-40». Очевидно, что при переходе на резервное топливо действующее давление снижается и, как следствие, цикловая подача уменьшается с 170 до 156,2 мм³, а затем уменьшается и мощность дизеля.

Основные параметры топливоподачи приведены в табл. 2.

В настоящее время достаточно большое число отечественных дизелей оснащено АСТ типа Common Rail. Дозирование цикловой подачи топлива в них осуществляется посредством уменьшения или увеличения времени впрыскивания топлива электроуправляемой форсункой при любом угловом положении коленчатого вала, а не дозированием объема топлива в определенное время. Более того, давление впрыскивания топлива в них является регулируемой величиной.

В аккумуляторных системах топливоподачи нагнетание топлива осуществляется в аккумулятор и удерживается там при постоянном

Таблица 1. Основные характеристики топлива различных видов

Параметр	Вид топлива			
	Дизельное	Керосин	Бензин	Резервное
Плотность при 20 °С, кг/м ³	823	780	731	770
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм ² /с	3,8	1,3	0,64	0,95
Коэффициент сжимаемости* при 20 °С, ×10 ⁻³ МПа ⁻¹	0,811	0,940	1,161	–
*Определен согласно ГОСТ 8.599–2010.				

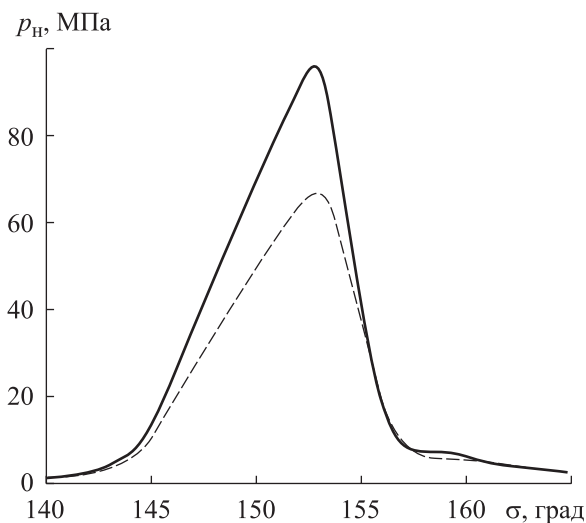


Рис. 5. Изменение давления топлива в ТНВД от угла поворота кулачка насоса:
 — — дизельное топливо ДТ-5 (плотность 823 кг/м³);
 - - - - керосин ТС-1 (плотность 780 кг/м³)

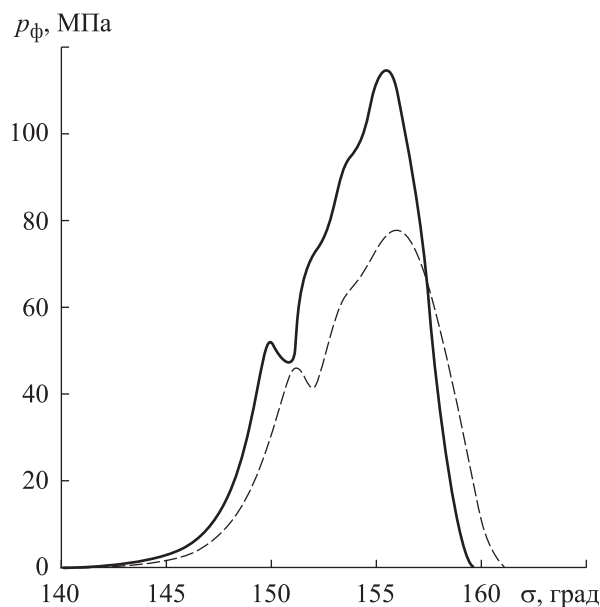


Рис. 6. Изменение давления топлива на входе в форсунку в системе с ТНВД «Компакт-40» от угла поворота кулачкового вала насоса:
 — — дизельное топливо ДТ-5 (плотность 823 кг/м³);
 - - - - керосин ТС-1 (плотность 780 кг/м³)

Таблица 2. Параметры процесса топливоподачи при работе дизелей с традиционным ТНВД и АСТ на номинальном режиме

Параметр	Тип топливной системы			
	ТНВД		АСТ	
Вид топлива	Дизельное	Керосин	Дизельное	Керосин
Среднее давление перед сопловыми отверстиями, МПа	65,8	48,0	133,7	131,0
Цикловая подача*: мм ³ г	170,1 0,1400	156,2 0,1203	200,3 0,1648	202,9 0,1562
* Определена по плотности топлива при 20 °С.				

давлении, сохраняющемся и в линии высокого давления до электрогидравлической форсунки, через которую происходит впрыск. Таким образом, процесс впрыскивания проводится отдельно от процесса нагнетания уже сжатым топливом. Здесь нет искусственных ограничений, как в механических регуляторах, и алгоритм управления частотой вращения настроен так, чтобы требования уставки выполнялись безусловно [12].

Однако следует учитывать, что гидравлические потери более плотного и вязкого топлива при течении между запирающими конусами

форсунки больше, чем менее плотного и вязкого, поэтому дизельное топливо нагревается сильнее по сравнению с менее вязким топливом. Следовательно, плотность дизельного топлива снижается несколько больше, чем менее вязкого топлива, что приводит к более быстрому снижению мощности дизеля. Так, при работе дизеля, оснащенного ТНВД, в номинальном режиме на топливе с плотностью, пониженной на 6,9 %, происходит снижение цикловой подачи в весовых единицах на 16,4 %, мощности — на 9,1 %, а при работе дизеля, оснащенного АСТ, на номинальном режиме на топливе с плотностью,

пониженной также на 6,9 %, происходит снижение цикловой подачи в весовых единицах всего на 5,5 %, мощности — только на 2,1 %. Здесь не учтены различия в процессах сгорания исследуемых топлив.

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Применение топлив, отличающихся от штатного меньшей плотностью и вязкостью, в транспортных дизелях, оснащенных ТНВД с механическим регулятором, приводит к уменьшению мощности при работе на ВСХ или вблизи нее без предварительной ее корректи-

ровки вручную. Если дизели оснащены ТНВД с электронной системой управления, то такая корректировка осуществляется автоматически с помощью программных средств.

2. Применение топлив менее вязких и плотных (т. е. более сжимаемых, чем штатное дизельное топливо) приводит к уменьшению мощностных показателей транспортных дизелей, оснащенных ТНВД, и практически не снижает их у транспортных дизелей, оснащенных АСТ типа CR, и не требует никакой дополнительной подстройки и применения специальных датчиков плотности и вязкости топлива.

Литература

- [1] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В., Девянин С.Н., Ксенофонтов Б.С., Лобанов Б.С., Марков В.А., Середа А.В., Шарин Е.А., Шпак А.В. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [2] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2008, 459 с.
- [3] Волгин С.Н., Белов И.В., Лихтерова Н.М., Уханов Д.А. Исследование возможности применения топлива для реактивных двигателей в дизельных двигателях. *Химия и технология топлив и масел*, 2019, № 3, с. 22–30.
- [4] Матросов Л.В. *Совершенствование динамических, топливно-экономических и экологических показателей автомобильного дизеля путем электронного управления внешней скоростной характеристикой*. Дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, ЯГТУ, 2000, 185 с.
- [5] Онищенко Д.О., Смирнов А.Ю. Индикаторные и эффективные показатели быстроходного дизеля с частичной теплоизоляцией камеры сгорания. *Автогазоправочный комплекс+альтернативное топливо*, 2019, т. 18, № 11, с. 528–538.
- [6] Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Расчетно-экспериментальное исследование оксидов азота в выпускных газах дизельного двигателя ЗМЗ 5145.10. *Развитие специальности и научной школы Двигатели внутреннего сгорания в МГТУ им. Н.Э. Баумана: Сборник научных трудов*. Москва, 2005, с. 252–255.
- [7] Кавтарадзе Э.Р. *Снижение концентрации оксидов азота в продуктах сгорания быстроходного дизеля путем усовершенствования рабочего процесса*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005, 189 с.
- [8] Хрящёв Ю.Е., Третьяков А.А., Кузнецов А.П. Проблемы сопровождения приемо-сдаточных испытаний топливной аппаратуры и дизелей с системой ЭСУ-1А. *Электроника и электрооборудование транспорта*, 2008, № 5, с. 23–25.
- [9] Крутов В.И., Марков В.А. *Корректор топливоподачи многотопливного дизеля с турбонаддувом*. Авторское свидетельство № 1643761 СССР, МКИ F02 M43/00, 1991, бюл. № 23.
- [10] Блаженнов Е.И. *Новые элементы в автоматических регуляторах частоты вращения автомобильных дизелей*. Ярославль, Ярославский политехнический институт, 1988, 85 с.
- [11] Хрящёв Ю.Е., Иошин М.А., Трепов А.М. и др. *Центробежный регулятор частоты вращения дизеля*. Патент № 2037062 РФ, 1995, бюл. № 16.
- [12] Тихомиров М.В. *Комплекс алгоритмов для диагностики и исследования дизеля*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, 195 с.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V., Devyanin S.N., Kseno-fontov B.S., Lobanov B.S., Markov V.A., Sereda A.V., Sharin E.A., Shpak A.V. *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, ООО NITs "Inzhener", ООО "Oniko-M" publ., 2014, 691 p. (In Russ.).

- [2] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* [Operation of diesel engines on non-traditional fuels]. Moscow, “Legion-Avtodata” publ., 2008, 459 p. (In Russ.).
- [3] Volgin S.N., Belov I.V., Likhterova N.M., Ukhanov D.A. Feasibility Study for Using Jet Fuel in Diesel Engines. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, 2019, vol. 55, no. 3, pp. 243–258.
- [4] Matrosov L.V. *Sovershenstvovanie dinamicheskikh, toplivno-ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazateley avtomobil'nogo dizelya putem elektronnoy upravleniya vneshney skorostnoy kharakteristikoy*. Kand. Diss. [Improving the dynamic, fuel-economic and environmental performance of an automobile diesel engine by electronic control of the external speed characteristic. Cand. Diss.]. Yaroslavl, YaSTU publ., 2000, 185 p. (In Russ.).
- [5] Onishchenko D.O., Smirnov A.Yu. Indicator and Effective Parameters of High-Speed Diesel Engine with Partial Thermal Insulation of the Combustion Chamber. *Avtogazozaprovodnyy kompleks+alternativnoe toplivo* [Autogas Filling Complex+Alternative Fuel], 2019, vol. 18, no. 11, pp. 528–538 (in Russ.).
- [6] Ivashchenko N.A., Kavtaradze Z.R., Mironychev M.A., Blinov A.D. Raschetno-eksperimental'noe issledovanie oksidov azota v vypusknykh gazakh dizel'nogo dvigatelya ZMZ 5145.10. *Sb. tr. posvyashchenny 175-letiyu MGTU im. N.E. Baumana*, Moscow, 2005, pp. 252–255 (in Russ.).
- [7] Kavtaradze E.R. *Snizhenie kontsentratsii oksidov azota v produktakh sgoraniya bystrokhodnogo dizelya putem usovershenstvovaniya rabocheho protsessa*. Kand. Diss. [Reducing the concentration of nitrogen oxides in the combustion products of a high-speed diesel engine by improving the working process. Cand. Diss.] Moscow, Bauman Press, 2005, 189 p. (In Russ.).
- [8] Khryashchev Yu.E., Tretyakov A.A., Kuznetsov A.P. The Problems of Accompany Delivery Acceptance Tests Fuel Equipment and Diesel Engines with the System of the ESA-1A. *Elektronika i elektrooborudovanie transporta*, 2008, no. 5, pp. 23–25 (in Russ.).
- [9] Krutov V.I., Markov V.A. *Korrektor toplivopodachi mnogotoplivnogo dizelya s turbonadduvom* [Multi-fuel Turbocharged Diesel Fuel Corrector]. Certificate of authorship no. 1643761 USSR, MKI F02 M43/00, 1991, byul. no. 23. (In Russ.).
- [10] Blazhenov E.I. *Novye elementy v avtomaticheskikh regulyatorakh chastoty vrashcheniya avtomobil'nykh dizeley* [New elements in automatic speed controllers for automotive diesel engines]. Yaroslavl, Yaroslavskiy politekhnicheskii institute publ., 1988, 85 p. (In Russ.).
- [11] Khryashchev Yu.E., Ioshin M.A., Trepov A.M. i dr. *Tsentrobezhnyy regulyator chastoty vrashcheniya dizelya* [Diesel Centrifugal Speed Controller]. Patent no. 2037062 RF, 1995, no. 16, 170 p. (In Russ.).
- [12] Tikhomirov M.V. *Kompleks algoritmov dlya diagnostiki i issledovaniya dizelya*. Kand. Diss. [Complex of algorithms for diagnostics and research of diesel. Cand. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2015, 195 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 30.04.2022

Сведения об авторах

Хрящёв Юрий Евгеньевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Ярославского государственного технического университета. E-mail: khr.u.e@mail.ru

Бойков Дмитрий Викторович — кандидат технических наук, ведущий специалист ПАО «Автотопдизель» (Ярославский моторный завод), испытательный центр (ИЦ). E-mail: BoykovDV@gaz.ru

Перепелин Александр Петрович (Ярославль) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Ярославского государственного технического университета. E-mail: otkol1@mail.ru

Information about the authors

Khryashchov Yury Yevgenyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of “Internal combustion engine” Department, Yaroslavl State Technical University. E-mail: khr.u.e@mail.ru

Boykov Dmitry Viktorovich — Ph. D. (Eng.), Leading specialist of PJSC “Avtodiesel”, Yaroslavl Motor Plant, test centre. E-mail: BoykovDV@gaz.ru

Perepelin Aleksandr Petrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of “Internal combustion engine” Department, Yaroslavl State Technical University. E-mail: otkol1@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Хрящёв Ю.Е., Бойков Д.В., Перепелин А.П. К вопросу о формировании внешней скоростной характеристики многотопливных дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 53–60.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.53-60>

Citation:

Khryashchov Yu. Ye., Boykov D. V., Perepelin A. P. On the Issue of Adjusting the External Speed Characteristics of Multi-Fuel Diesel Engines. *Engines Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 53–60 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.53-60>



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие**

**«Материалы для поршневых двигателей.
Модули 1 и 2»**

Авторы: М.Ю. Семенов, М.В. Унчикова

Приведена методика оптимального выбора материалов для деталей двигателей внутреннего сгорания на основе анализа условий эксплуатации. Большое внимание уделено особенностям состава, структуры и свойств современных металлических и альтернативных материалов для изделий энергетических машин. Рассмотрены методы упрочняющей обработки, проведено сравнение отечественных материалов и покрытий с зарубежными аналогами.

Для студентов, обучающихся по магистерским программам «Двигатели наземного транспорта», «Двигатели специального назначения».

По вопросам приобретения обращайтесь:

Тел.: +7 499 263-60-45

press@bmstu.press; <https://bmstu.press>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.2.61-71

Исследование показателей рабочего процесса быстроходного малоразмерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет»

Investigation of the Working Process Indicators of a High-Speed Small-Sized Diesel Engine when Running on Ethanol and Rapeseed Oil

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin

Vyatka State Technical University

Обоснована необходимость использования в быстроходных малоразмерных дизелях биотоплива на основе этанола и рапсового масла. Рассмотрены способы его получения, применение в дизелях, физико-химические свойства. Описан реализованный способ подачи этанола непосредственно в камеру сгорания быстроходного малоразмерного дизеля с воспламенением от запальной (пилотной) порции рапсового масла, предусматривающий установку дополнительной топливной системы, включающей в себя дополнительный топливный насос высокого давления и по одной дополнительной штифтовой форсунке на каждый цилиндр с трубопроводами высокого давления. Определены значения мощностных и экономических показателей, характеристики процесса сгорания и тепловыделения при работе этаноле и рапсового масла.

Ключевые слова: быстроходные малоразмерные дизели, топливо, этанол, рапсовое масло, рабочий процесс, эффективные показатели, сгорание, тепловыделение

The necessity of using biofuels based on ethanol and rapeseed oil in high-speed small-sized diesel engines is substantiated. Methods of its production, application in diesel engines, physical and chemical properties are considered. An implemented method of supplying ethanol directly to the combustion chamber of a high-speed small-sized diesel engine with ignition from a pilot portion of rapeseed oil is described. It provides for the installation of an extra fuel system, including an additional high-pressure fuel pump and one additional pin nozzle for each cylinder with high-pressure pipelines. The values of power and economic indicators, characteristics of the combustion process and heat release during the operation of ethanol and rapeseed oil are determined.

Keywords: high-speed small-sized diesel engines, fuel, ethanol, rapeseed oil, workflow, effective indicators, combustion, heat generation

В настоящее время быстроходные малоразмерные дизели широко применяются в сельском хозяйстве, на транспорте и в промышленности благодаря их высокой эффективности, надежности, технологичности и экономичности. Тем не менее увеличивающийся парк дизелей является одной из основных причин загрязнения окружающей среды и роста потребления нефтяного моторного топлива.

Транспортный комплекс относится к числу наиболее энергоемких секторов экономики и

является одним из основных потребителей моторных топлив. На его долю приходится 30 % общемирового потребления энергии, производимой в основном из нефти (97,6 %), мировые и национальные запасы которой непрерывно сокращаются. В современных реалиях высокие уровни загрязнения и рост цен на нефтяные энергоносители вынуждают правительства многих стран внедрять строгие нормы выбросов, а ученые интенсивно исследуют возможности применения новых видов топлив в двигателях

внутреннего сгорания. Применение в дизельных двигателях альтернативных топлив, получаемых из природного газа, угля, возобновляемых источников энергии — это один из вероятных путей решения проблемы замещения нефтяных энергоносителей, который значительно расширит сырьевую базу для их получения, а также снизит негативное воздействие автотранспорта на окружающую среду [1–3].

Среди топлив, получаемых из возобновляемых источников энергии, пристальное внимание следует уделить топливам из растительных масел, например, рапсовому маслу (РМ), а также спиртовым топливам с низким цетановым числом, применение которых в стандартных дизелях затруднено. Сельское хозяйство нашей страны может участвовать в производстве таких топлив, и несомненный приоритет здесь принадлежит производству биотоплив на основе спиртов, животных жиров и растительных масел. Производство добавок на основе растительных масел в дизельное топливо возможно более чем из 350 масличных культур. Для получения биодобавок можно использовать подсолнечное, рапсовое, соевое, хлопковое, льняное, пальмовое, сафлоровое, арахисовое и другие масла [2–4].

В максимально возможной степени сырье для производства биодизеля должно отвечать двум основным требованиям: иметь низкие производственные затраты и производство в больших масштабах. Однако в настоящее время основным сырьем для производства 95 % биодизельного топлива являются пищевые масла, такие как рапсовое (84 %), подсолнечное масло (13 %), пальмовое масло (1 %), соевое масло и др. (2 %) [5].

В России резервы дальнейшего увеличения производства растительного масла за счет выращивания подсолнечника и сои практически исчерпаны, поскольку фактическая площадь посева этих культур в регионах, благоприятных для возделывания, приблизилась к максимальным значениям. В то же время ресурсные возможности России для производства РМ достаточно велики, возможные площади для возделывания рапса оцениваются в 2,25 млн га, при этом можно производить до 1,6 млн т РМ [5, 6].

Биодизель имеет ряд неоспоримых достоинств: содержит в своем составе 10...11 % кислорода, что делает его топливом с высокими характеристиками сгорания; является воз-

обновляемым, нетоксичным, легкодоступным, биоразлагаемым, устойчивым, экологически чистым, не содержит серы и ароматических углеводородов. При работе на биодизеле также снижается содержание токсичных компонентов в ОГ [7].

Применение РМ позволяет существенно сократить выбросы вредных веществ с ОГ дизелей. В процессе роста исходной биомассы происходит поглощение CO_2 , в результате чего суммарные выбросы CO_2 в цикле «производство — применение» резко сокращаются. Выращивание сырья для биодизеля помогает сельскому хозяйству восстанавливать деградировавшие земли в течение определенного периода.

Производство биодизельного топлива имеет хороший потенциал для создания рабочих мест в сельской местности. Биодизель обладает хорошими смазывающими свойствами, что улучшает смазку топливной аппаратуры. Однако непосредственное использование растительных масел или смесей, как правило, считается нецелесообразным для дизелей [1, 2, 6].

Среди существующих методов использования биодизеля основными являются: подача чистого РМ, трансэтерификация РМ, с образованием метилового и этилового эфира рапсового масла (МЭРМ, ЭЭРМ) приближенных по физико-химическим свойствам к дизельному топливу (ДТ), подача совместно с другим низкоцетановым топливом и последующим воспламенением от запальной порции РМ, в виде смесей с ДТ, а также в виде эмульсий и микроэмульсий со спиртами. Каждый из перечисленных способов имеет как свои достоинства, так и недостатки.

Применение чистого необработанного РМ в дизелях не целесообразно и связано с рядом проблем, обоснованных высокой вязкостью РМ: возникает необходимость мероприятий, связанных с его подогревом, в холодный период года запуск дизеля на РМ будет затруднен.

Использование смесей РМ с ДТ связано со сложностью приготовления смесей, низким процентным содержанием РМ в смеси (20...40 %), а также обеспечения стабильности смеси в течение всего срока эксплуатации [3–5].

Метиловый и этиловый эфиры рапсового масла имеют схожие с ДТ физико-химические свойства: они имеют высокое цетановое число (40–48 ед.) и высокую теплоту сгорания (низшая теплота сгорания 37,1 МДж/кг), их применение

возможно в любых типах дизелей. Основными недостатками эфиров растительных масел являются их высокая стоимость, сложность и долговременность их получения.

Одним из наименее исследованных, но перспективным является использование РМ в качестве запального (пилотного) моторного топлива. При этом РМ впрыскивается в камеру сгорания (КС) через дополнительную систему питания и используется для воспламенения другого низкоцетанового топлива, подаваемого в цилиндры через штатную систему топливоподачи в больших количествах (до 90 % суммарной цикловой подачи).

В процессе воспламенения участвует лишь запальная доза РМ, что делает возможным использование чистого РМ. Этот метод позволяет: полностью отказаться от нефтяного топлива и не несет серьезных конструктивных изменений, что позволяет использовать существующие двигатели. Также достигается снижение токсичности ОГ, снижение дымности ОГ, а также сохранение эффективных показателей на уровне дизеля, не подвергавшегося модификации.

Из приведенного выше анализа следует, что использование отдельной системы топливоподачи позволяет наиболее эффективно применять РМ в качестве биотоплива для дизеля, совместно со спиртовыми топливами [3, 4, 7].

Среди спиртовых топлив наибольшее распространение получили этанол и метанол, а также н-бутанол. Этанол в настоящее время в основном используется в виде добавки и смесей различного состава с бензином в качестве топлива для двигателей с внешним смесеобразованием.

Рапсовое масло — маслянистая жидкость бурого цвета, приобретающая после рафинирования светло-желтый цвет. Оно представляет собой смесь моно-, ди-, и триацилглицеринов. Рапсовое масло среднего состава содержит как насыщенные жирные кислоты — пальмитиновую и стеариновую, так и ненасыщенные — олеиновую, линолевую, линоленовую, эйкозеновую, эруковую (табл. 1).

На физико-химические свойства РМ существенно влияет жирно-кислотный состав и большое разнообразие в строении молекул ацилглицеридов. В элементарном составе РМ и этанола содержится меньшее число атомов углерода и большее число атомов кислорода. Меньшее содержание углерода в составе данных топлив является причиной меньшей теплотворной способности единицы массы топлива, а наличие атома кислорода требует меньшего стехиометрического количества воздуха, необходимого для полного сгорания топлива. В результате различия в теплотворной способности стехиометрической смеси невелики. Повышенное содержание кислорода и наличие гидроксильной группы в этаноле препятствует возникновению условий для крекинга и способствует существенному снижению содержания сажи и твердых частиц в ОГ дизеля при работе на этаноле. Наличие гидроксильной группы в молекулярной формуле этанола увеличивает количество гидроксильных радикалов, которые ускоряют окисление этанола и в целом увеличивают скорость сгорания [9, 10]. При работе дизеля на РМ и этаноле необходимо учитывать отличия физико-химических свойств данных топлив от свойств дизельного топлива. В табл. 2 приведена сравнительная характеристика данных топлив [11].

Таблица 1. Содержание жирных кислот в среднем в составе РМ

Жирная кислота	Формула состава	Содержание, % (по массе)
Гонделиновая	$C_{20}H_{38}O_2$	1,35–4,80
Пальмитиновая	$C_{16}H_{32}O_2$	4,75–4,80
Стеариновая	$C_{18}H_{36}O_2$	1,7–1,9
Олеиновая	$C_{18}H_{34}O_2$	43,7–59,5
Линолевая	$C_{18}H_{32}O_2$	20,9–21,4
Линоленовая	$C_{18}H_{30}O_2$	8,5–9,3
Эйкозеновая	$C_{20}H_{38}O_2$	4,8
Эруковая	$C_{22}H_{42}O_2$	0,15–15,6

Таблица 2. Сравнительная характеристика моторных топлив

Свойства	Топливо		
	Этанол	РМ	ДТ
Элементарный состав, кг/кг:			
углерод	0,5212	0,776	0,870
водород	0,1313	0,116	0,130
кислород	0,3475	0,108	—
Молекулярная масса	46	—	180–200
Плотность при 20 °С, кг/м ³	789	916	820
Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива	9,0	12,6	14,35
Температура кипения, °С	78,37	—	170–380
Температура воспламенения, °С	420	318	200–220
Температура вспышки, °С	21	100	35–80
Вязкость при 20 °С, мм ² /с, (сСт)	1,52	75	3,0–6,0
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	26 700	36 992	42 530
Теплота сгорания рабочей смеси, мДж/кг	2,83	2,5	2,77
Теплота парообразования, кДж/кг	841	—	250
Теплотворная способность стехиометрической смеси при 20 °С и $p = 10^5$ Па, кДж/м ³ применительно к внутреннему смесеобразованию	3 514		3 461
Пределы воспламенения, % по объему	3,3...19,0	—	1,58–8,2
Октановое число:			
по исследовательскому методу	100	—	—
по моторному методу	89	—	—
Цетановое число	8	36–45	45–55
Теоретический коэффициент молекулярного изменения при сгорании стехиометрической смеси (внутреннее смесеобразование)	1,14	—	1,065

Особенности РМ — это низкое содержание серы (до 50 ppm), ее соединений (тиоглюкозидов (глюкозинолатов)) и серосодержащих аминокислот), а также практически полное отсутствие полициклических ароматических углеводородов [12].

Рапсовое масло термически стабильно. Цетановое число РМ зависит от соотношения содержания жирных кислот в его составе, этот параметр можно рассчитать по составу жирных кислот. В частности, чем длиннее цепь и чем ниже ненасыщенность масла, тем выше его цетановое число [13]. Среднее цетановое число РМ (36–45) незначительно ниже цетанового

числа ДТ, что делает возможным его самовоспламенение в цилиндре дизеля и соответственно возможность использования РМ в качестве основного либо запального топлива.

Низкое цетановое число этанола делает невозможным его самовоспламенение без детонационного сгорания в серийных дизелях, таким образом, его применение возможно только в сочетании с другим топливом с высоким цетановым числом, например РМ. Это требует применения специальных мер и является причиной усложнения конструкции, стоимости изготовления и эксплуатации дизеля [14].

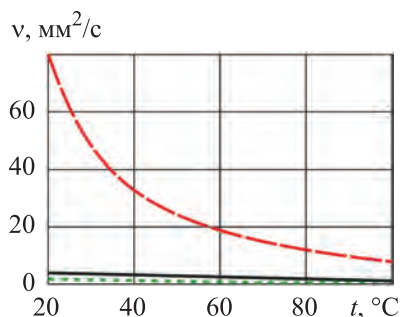


Рис. 1. Зависимость кинематической вязкости топлив от температуры:

— ДТ; — РМ; этанол

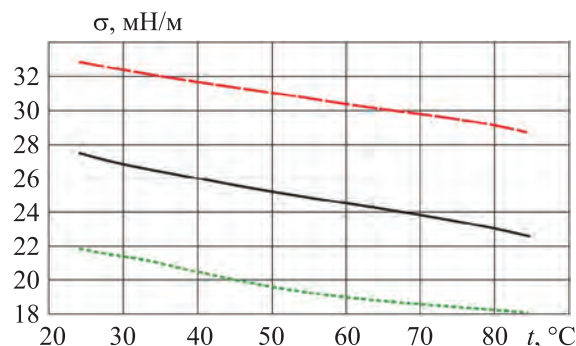


Рис. 2. Зависимости поверхностного натяжения топлив от температуры:

— ДТ; — РМ; этанол

Рапсовое масло имеет повышенные по сравнению с ДТ значения вязкости и поверхностного натяжения (рис. 1, 2). Увеличение вязкости приводит к изменению геометрии факела распыленного топлива: уменьшается угол раскрытия топливного факела и ухудшается распыливание — увеличивается средний диаметр капель. Повышенное поверхностное натяжение РМ повышает неоднородность его распыливания. Повышенная плотность РМ приводит к увеличению давления впрыскивания и цикловой подачи, при неизменном положении рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) и настройках топливной аппаратуры, а также к увеличению дальности топливной струи и попаданию части топлива на стенки КС, уменьшая долю объемного смесеобразования [15].

Действительный момент начала впрыскивания смещается при этом в сторону увеличения установочного угла опережения впрыскивания (УУОВ). Повышение температуры масла, приводит к снижению его вязкости: при температуре 40 °C вязкость РМ уменьшается вдвое — до 36 мм²/с, а при 70 °C — до 17,5 мм²/с. Поверхностное натяжение и вязкость этанола ниже, чем у ДТ. При 0 °C вязкость этанола — 1,8 мм²/с, при 60 °C — 0,6 мм²/с.

Исследования по использованию этанола в смесях с ДТ выявили увеличение износа деталей топливной аппаратуры при увеличении процентного содержания этанола в смеси. Авторами этих исследований было рекомендовано добавлять в этанол смазывающие присадки для повышения ресурса деталей, например касторовое масло либо иные масла [4, 7]. Ряд проведенных работ показали, что РМ обладает высокими

смазывающими свойствами по сравнению с ДТ, некоторые исследователи предложили добавлять его в ДТ в качестве смазывающего агента [16]. Теплоемкость этанола в жидкой фазе выше, а в газовой ниже, чем у ДТ. Теплопроводность этанола как в жидкой, так и в газовой фазах выше, чем у ДТ, выше также и коэффициент диффузии. При равных значениях температуры давление насыщенных паров существенно выше.

Следует, однако, иметь в виду различия в теплоте парообразования и полной энтальпии. Так, в случае этанола теплота парообразования при нормальном давлении почти в 4,5 раза, а полная энтальпия — почти в 4 раза выше, чем у ДТ. Применительно к одинаковому содержанию энергии теплота испарения этанола в 10 раз выше, чем у ДТ. В случае РМ теплота испарения, а также теплота парообразования характеризуются значениями, близкими к значениям для ДТ. Снижение температуры стехиометрической смеси у этанола, по различным оценкам, составляет 110...120 °C, а для используемых топлив — 17...30 °C [3]. Известно, что в условиях дизельного процесса при недостаточно интенсивном тепломассообмене понижение температуры в отдельных зонах объема заряда, занимаемого факелом, даже в случае ДТ достигает 150...200 °C. Высокая теплота парообразования этанола в условиях ограниченного подвода теплоты от заряда и окружающих деталей может, следовательно, затруднять его испарение и воспламенение. Видимо, именно существенным локальным снижением температуры заряда вследствие больших затрат теплоты на испарение объясняется увеличение периода задержки вос-

пламенения (ПЗВ) при подаче спирта в цилиндр в смеси с ДТ по сравнению с подачей его через впускную систему дизеля.

При использовании РМ и этанола в дизеле важна теплотворная способность единицы объема топлива. Низшая теплота РМ и этанола ниже, чем у ДТ, следовательно, для введения в цилиндр того же количества теплоты, что и при ДТ, в нужно увеличивать цикловую подачу топлива.

При использовании РМ и этанола можно полностью отказаться от традиционного нефтяного топлива и добиться улучшения экологических и эффективных показателей дизеля.

В Вятском государственном агротехнологическом университете на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов реализован способ подачи этанола непосредственно в КС малоразмерного быстроходного дизеля 2Ч 10,5/12,0 с воспламенением от запальной (пилотной) порции РМ, предусматривающий установку дополнительной топливной системы, включающей в себя дополнительный ТНВД и по одной дополнительной штифтовой форсунке на каждый цилиндр с трубопроводами высокого давления (рис. 3, 4) [4, 14].

Для подачи этанола используют серийную топливную систему, а для подачи запальной (пилотной) порции РМ устанавливают дополнительную топливную систему.

Шаг изменения УУОВ составляет 4° поворота коленчатого вала (ПКВ) УУОВ этанола на основном насосе изменяется путем смещения шлицевого фланца относительно зубчатого колеса привода ТНВД. Для впрыскивания в цилиндр запальной порции РМ используют штифтовые форсунки ФШ-6-2'25, для установки и крепления которых сверлят дополнительные отверстия в головках цилиндров. Выбор штифтовых форсунок обусловлен возможностью постоянной очистки соплового канала штифтом, снижающей вероятность его закоксовывания и вытекающей из этого сниженной чувствительностью системы к изменению скоростных и нагрузочных режимов работы, а также к различным физическим свойствам топлив.

Величина запальной порции РМ при работе на этаноле определялась, исходя из получения высокого эффективного КПД, зависящего от соотношения расхода этанола и запального РМ. При определении подачи РМ устанавливали фиксированную запальную (пилотную) порцию РМ, при которой дизель работал устойчиво без пропусков воспламенения, после чего изменение нагрузочного режима осуществлялось только изменением подачи этанола, далее дизель «выводили» на определенную нагрузку.

Результаты представлены на рис. 5.

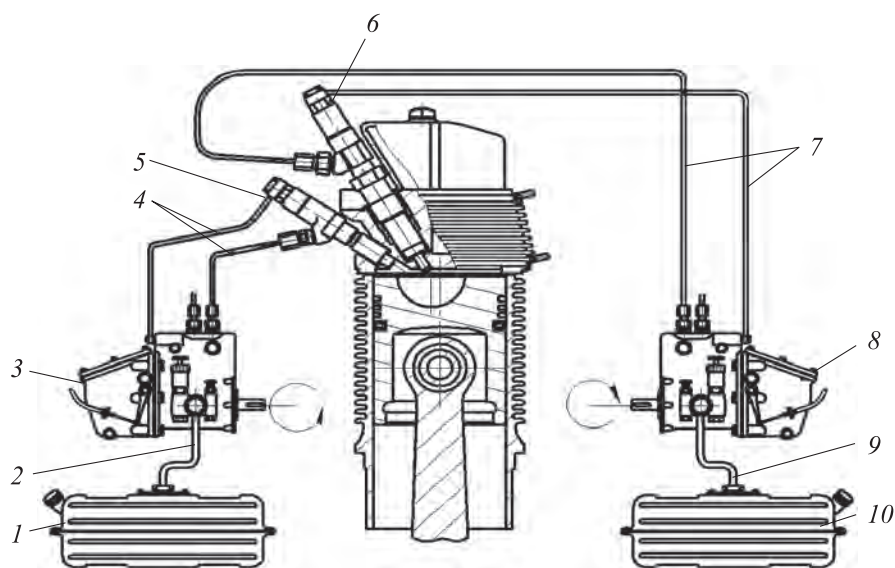


Рис. 3. Схема раздельной топливоподачи этанола и РМ в цилиндры дизеля: 1, 10 — топливные баки для РМ и этанола; 2, 4 — топливopроводы низкого и высокого давления для подачи РМ; 3, 8 — ТНВД для подачи РМ и этанола; 5, 6 — форсунки для подачи РМ и этанола в цилиндр; 7, 9 — топливopроводы высокого и низкого давления для подачи этанола

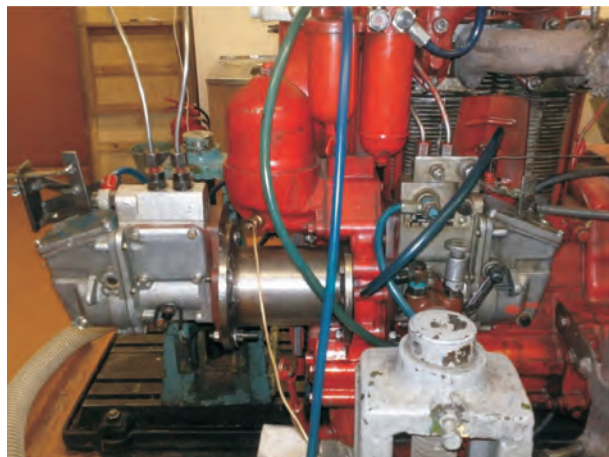


Рис. 4. Дизель 2Ч 10,5/12,0, установленный на электротормозном стенде

На графиках (рис. 5, а) видно, что на номинальной частоте вращения при $q_{ц\text{ РМ}} = 13$ мг/цикл достигается минимальное значение $g_{e\Sigma} = 384,5$ г/кВт и соответственно максимальное значение $\eta_e = 0,324$.

На режиме максимального крутящего момента (рис. 5, б) максимальный эффективный КПД $\eta_e = 0,334$ был достигнут при $q_{ц} = 12,5$ мг/цикл. При этом суммарный расход топлива составил $G_{T\Sigma} = 4,92$ кг/ч, а расход этанола $G_{\Sigma} = 3,87$ кг/ч. Дальнейшее увеличение цикловой подачи запального

РМ ведет к уменьшению общего расхода топлив. Так, при цикловой подаче РМ $q_{ц\text{ РМ}} = 15,5$ мг/цикл расход этанола равен $G_{\Sigma} = 3,54$ кг/ч, соответственно суммарный расход $G_{T\Sigma} = 4,84$ кг/ч. Однако эффективный КПД при этом незначительно падает и составляет $\eta_e = 0,32$.

При минимальной подаче запального топлива расход этанола на номинальном режиме работы составил 7,3 кг/ч (67 мг/цикл). При увеличении подачи РМ до 2,1 кг/ч (19,4 мг/цикл) расход этанола уменьшился до 5,2 кг/ч (48 мг/цикл) (табл. 3). При отклонении размера цикловой порции РМ от оптимальных значений уменьшается эффективный КПД, а следовательно, ухудшается протекания рабочего процесса.

С уменьшением подачи запального (пилотного) РМ повышается неравномерность подачи по цилиндрам и снижается давление впрыскивания топлива, что влечет за собой ухудшение качества распыливания топлива в КС.

Показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения были получены в результате обработки экспериментальных индикаторных диаграмм. Зависимости показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения от величины цикловой подачи запальной порции РМ представлены на рис. 6.

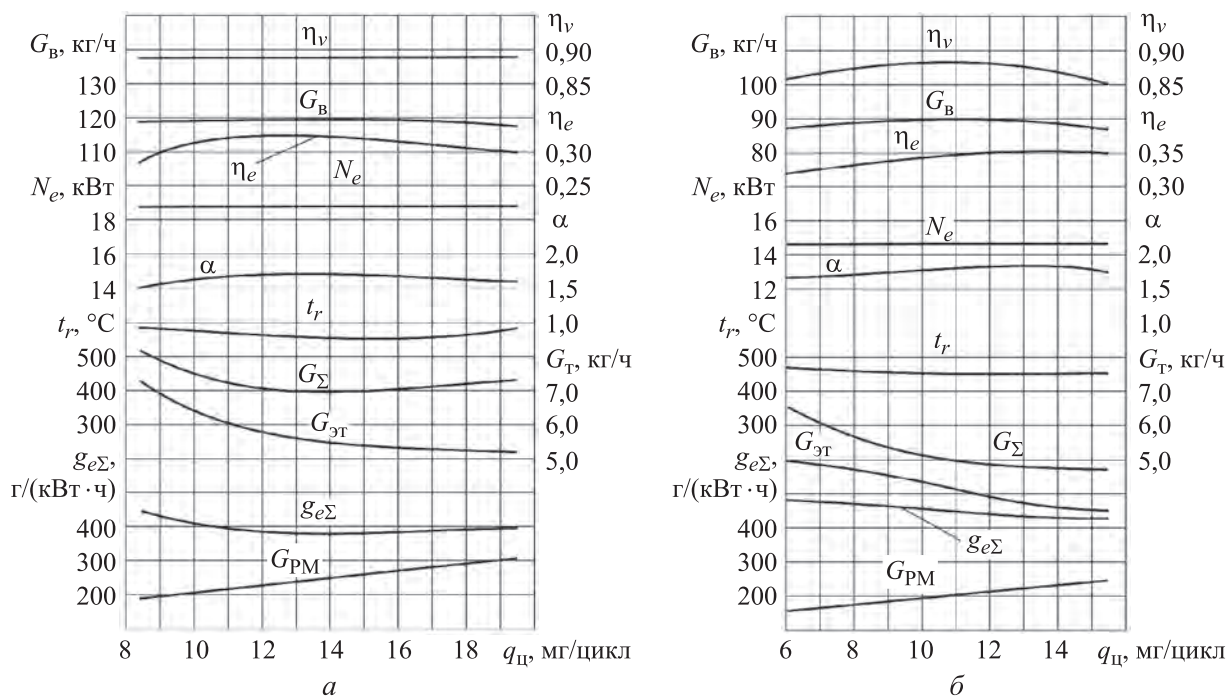


Рис. 5. Влияние величины запальной (пилотной) порции РМ на эффективные показатели быстроходного тракторного дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле и РМ:
а — $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$; б — $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Таблица 3. Цикловая подача топлив на номинальной частоте вращения ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$)

Топливо	Цикловая подача, мг/цикл			
РМ	8,3	11,7	15,4	19,4
Этанол	68	54	51	46

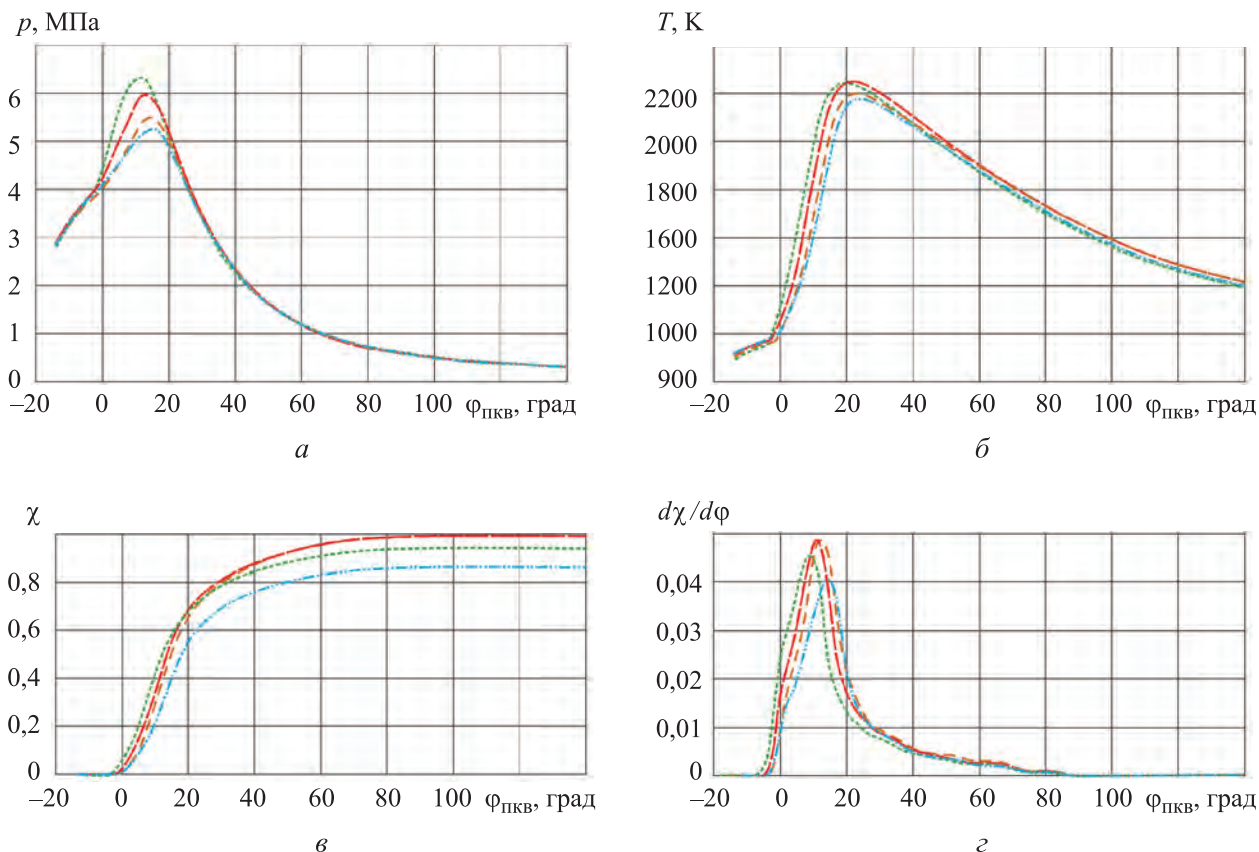


Рис. 6. Влияние размера запальной (пилотной) порции РМ на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля 2С 10,5/12,0 при работе на этаноле и РМ на номинальном режиме работы ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,588 \text{ МПа}$):

a — индикаторные диаграммы; b — осредненная температура в цилиндре; c — полное тепловыделение; d — максимальная скорость тепловыделения; — — — $q_{ц} = 8,3 \text{ мг/цикл}$; — · — $q_{ц} = 11,7 \text{ мг/цикл}$; — — — $q_{ц} = 15,8 \text{ мг/цикл}$; · · · · $q_{ц} = 19,4 \text{ мг/цикл}$

С увеличением цикловой подачи этанола и одновременным уменьшением подачи РМ улучшается эффективность распыливания спирта, но вместе с тем увеличиваются время подачи топлива и продолжительность испарения топлива, в топливном факеле растет доля топлива, что вызывает снижение локального коэффициента избытка воздуха в зоне термического распада.

Изменение цикловой подачи топлив также неизбежно приводит к изменению геометрических параметров топливного факела. При этом с уменьшением подачи запального РМ увеличивается доля потерь через зазоры в прецизионных парах ТНВД, в результате чего повышается не-

равномерность подачи по цилиндрам и снижается давление впрыскивания топлива, что влечет за собой ухудшение качества распыливания топлива с последующим увеличением среднего диаметра капель и соответственно продолжительности их нагрева и испарения.

Все это приводит к увеличению продолжительности ПЗВ, а следовательно, к последующему затягиванию и смещению процесса сгорания на линию расширения, с одновременным увеличением температуры ОГ. Увеличение суммарной подачи топлива приводит к снижению коэффициента избытка воздуха, что создает условия для роста частиц сажи и как следствие ведет к повы-

шению дымности ОГ. Позднее начало процесса сгорания приводит к падению эффективного КПД и значительному снижению полного тепловыделения ($\chi = 0,862^\circ$ при $q_{ц\text{ РМ}} = 8,3$ мг/цикл), свидетельствующем о снижении полноты сгорания топлива.

Увеличение цикловой порции запального РМ приводит к увеличению давления впрыскивания и последующему улучшению характеристик распыливания топлива, уменьшению неравномерности подачи по цилиндрам и снижению среднего размера капель топлива, нагрев и испарение которых будет проходить более интенсивно, что в целом сокращает ПЗВ. Уменьшение среднего размера капель также способствует увеличению полноты сгорания топлива и повышению эффективного КПД. Вместе с этим увеличивается степень гомогенизации смеси в начальный период сгорания, уменьшается масса топлива, сгорающего в диффузионном режиме, увеличивается скорость тепловыделения. Однако при увеличении запальной порции РМ возрастает дымность ОГ, что объясняется снижением доли этанола, менее склонного к сажеобразованию, в топливовоздушной смеси. Увеличение запальной порции РМ сказывается и на осредненной температуре в цилиндре двигателя.

При цикловых подачах РМ больше 16 мг/цикл увеличивается дальнобойность топливного факела, частично попадающего на стенки КС, тем самым ухудшается смесеобразование, снижается полнота сгорания и тепловыделения ($\chi = 0,942^\circ$ при $q_{ц\text{ РМ}} = 19,4$ мг/цикл), что в итоге приводит к увеличению концентрации несгоревших углеводородов в ОГ и повышенному суммарному расходу топлива. Кроме того, излишняя дальнобойность топливного факела

может приводить к переносу части несгоревшего топлива в картер дизеля и смешиванию его с моторным маслом.

Таким образом, оптимальная величина цикловой подачи запального топлива составила 13 мг/цикл. С увеличением подачи запального топлива ухудшаются экологические показатели работы дизеля, постепенно увеличивается концентрация несгоревших углеводородов и дымность ОГ. Уменьшение цикловой подачи приводит к увеличению ПЗВ, и смещению процесса сгорания на линию расширения, а также падению эффективного КПД.

Выводы. В результате проведенных исследований влияния применения этанола и РМ в качестве запального (пилотного) топлива при их отдельной подаче в КС на эффективные и экономические показатели, характеристики процесса сгорания и тепловыделения малоразмерного быстроходного дизеля достигнуто полное замещение нефтяного энергоносителя биотопливом без внесения существенных изменений в конструкцию дизеля, улучшение его экологических показателей при сохранении мощностных показателей на уровне серийного дизеля.

Для применения этанола и РМ в качестве биотоплива в быстроходном малоразмерном дизеле 2Ч 10,5/12,0 были экспериментально выявлены и предложены следующие рекомендации:

- для обеспечения устойчивой работы дизеля и сохранения его наилучших эффективных показателей величина запального (пилотного) РМ должна составлять 13 мг/цикл (на номинальном режиме);
- для предотвращения преждевременного износа деталей топливоподающей аппаратуры в этанол необходимо добавлять 1...2 % касторового масла.

Литература

- [1] Mathew G.M., Sindhu R., Binod P. et al. Recent Advances in Biodiesel Production: Challenges and Solutions. *The Science of the Total Environment*, 2021, vol. 794, p. 148751. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2021.148751>
- [2] Zhichkin K.A., Nosov V.V., Zhichkina L.N. et al. Biodiesel Production from Various Crops. *XIV International Scientific Conference «INTERAGROMASH-2021»*, 2022, vol. 247, pp. 41–50. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-80946-1_5
- [3] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, Легион-Автодата, 2008, 464 с.
- [4] Лиханов В.А., Козлов А.Н. *Моделирование сажевыделения в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на альтернативных топливах*. Киров, Вятская ГСХА, 2019, 157 с.
- [5] Atabani A.E., Silitonga A.S., Badruddin I.A. et al. A Comprehensive Review on Biodiesel as an Alternative Energy Resource and its Characteristics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, no. 16, pp. 2070–2093. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.003>

- [6] *Биоэнергетика: Мировой опыт и прогнозы развития*. Орсик Л.С., Сорокин Н.Т., Федоренко В.Ф., ред. Москва, Росинформагротех, 2008, 404 с.
- [7] Лиханов В.А., Лопатин О.П. *Исследование дизеля на спиртовом и газомоторном топливах*. Киров, Вятский ГАТУ, 2021, 175 с.
- [8] Кульчицкий А.Р., Голев Б.Ю., Алли Аттия А.М. Проблемы применения альтернативных топлив в ДВС. *Research papers of Lithuanian University of Agriculture*, 2010, vol. 42, no. 2–3, pp. 127–140.
- [9] Ning Le, Duan Qimeng, Chen Zhanming et al. A Comparative Study on the Combustion and Emissions of a Non-Road Common Rail Diesel Engine Fueled with Primary Alcohol Fuels (Methanol, Ethanol, and N-Butanol)/Diesel Dual Fuel. *Fuel*, 2020, no. 266, pp. 10–15.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117034>
- [10] Лиханов В.А., Фоминых А.В. *Исследование рабочего процесса дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла с двойной системой топливopодачи*: монография. Киров, Вятская ГСХА, 2016, 138 с.
- [11] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [12] Мыслик М.И., Свистула А.Е. Анализ теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания. *Ползуновский вестник*, 2009, № 1–2, с. 37–43.
- [13] García-Martín J.F., Alés-Álvarez F.J., López-Barrera M.D.C. et al. Cetane Number Prediction of Waste Cooking Oil-Derived Biodiesel Prior to Transesterification Reaction Using Near Infrared Spectroscopy. *Fuel*, 2019, no. 240, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.11.142>
- [14] Лиханов В.А., Арасланов М.И. *Исследование показателей рабочего процесса быстроходного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле*. Киров, Вятский ГАТУ, 2021, 181 с.
- [15] Лиханов В.А., Юрлов А.С. *Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля снижением дымности отработавших газов при работе на альтернативных топливах*. Киров, Вятский ГАТУ, 2021, 180 с.
- [16] Xu Y.F., Yu H.Q., Wei X.Y. et al. Friction and Wear Behaviors of a Cylinder Liner-Piston Ring with Emulsified Bio-Oil as Fuel. *Tribol Trans.*, 2013, vol. 56 (3), pp. 359–365.
DOI: <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.754532>

References

- [1] Mathew G.M., Sindhu R., Binod P. et al. Recent Advances in Biodiesel Production: Challenges and Solutions. *The Science of the Total Environment*, 2021, vol. 794, p. 148751.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2021.148751>
- [2] Zhichkin K.A., Nosov V.V., Zhichkina L.N. et al. Biodiesel Production from Various Crops. *XIV International Scientific Conference "INTERAGROMASH-2021"*, 2022, vol. 247, pp. 41–50.
DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-80946-1_5
- [3] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* [Operation of diesel engines on unconventional fuels]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2008, 464 p. (In Russ.).
- [4] Likhanov V.A., Kozlov A.N. *Modelirovanie sazhevydeleniya v tsilindre dizelya 2Ch 10,5/12,0 pri rabote na al'ternativnykh toplivakh* [Simulation of soot emission in a 2H 10.5/12.0 diesel cylinder when running on alternative fuels]. Kirov, Vyatskaya GSKhA Publ., 2019, 157 p. (In Russ.).
- [5] Atabani A.E., Silitonga A.S., Badruddin I.A. et al. A Comprehensive Review on Biodiesel as an Alternative Energy Resource and its Characteristics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, no. 16, pp. 2070–2093. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.003>
- [6] *Bioenergetika: Mirovoy opyt i prognozy razvitiya* [Bioenergy: World Experience and Development Forecast]. Orsik L.S., Sorokin N.T., Fedorenko V.F. Ed. Moscow, Rosinformagrotekh Publ., 2008, 404 p. (In Russ.).
- [7] Likhanov V.A., Lopatin O.P. *Issledovanie dizelya na spirtovom i gazomotornom toplivakh* [Research of diesel on alcohol and gas engine fuel]. Kirov, Vyatskiy GATU Publ., 2021, 175 p. (In Russ.).
- [8] Kul'chitskiy A.R., Golev B.Yu., Alli Attiya A.M. Problems of the USE of Alternative Fuels in Ice. *Research papers of Lithuanian University of Agriculture*, 2010, vol. 42, no. 2–3, pp. 127–140 (in Russ.).
- [9] Ning Le, Duan Qimeng, Chen Zhanming et al. A Comparative Study on the Combustion and Emissions of a Non-Road Common Rail Diesel Engine Fueled with Primary Alcohol Fuels (Methanol, Ethanol, and N-Butanol)/Diesel Dual Fuel. *Fuel*, 2020, no. 266, pp. 10–15.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117034>
- [10] Likhanov V.A., Fominykh A.V. *Issledovanie rabocheho protsessa dizelya 2Ch 10,5/12,0 pri rabote na metanole i metilovom efire rapsovogo masla s dvoynoy sistemoy toplivopodachi* [Study of the Working Process of a

- 2H 10.5/12.0 Diesel Engine when Running on Methanol and Rapeseed Oil Diethyl Ether with a Dual Fuel Supply System]. Kirov, Vyatskaya GSKhA Publ., 2016, 138 p.
- [11] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyan A.S. *Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [The Use of Alternative Fuels in Internal Combustion Engines]. Moscow, MADI (TU) Publ., 2000, 311 p. (In Russ.).
- [12] Mysnik M.I., Svistula A.E. Analysis of Thermophysical Properties of Alternative Fuels for Internal Combustion Engines. *Polzunovskiy vestnik*, 2009, no. 1–2, pp. 37–43 (in Russ.).
- [13] García-Martín J.F., Alés-Álvarez F.J., López-Barrera M.D.C. et al. Cetane Number Prediction of Waste Cooking Oil-Derived Biodiesel Prior to Transesterification Reaction Using Near Infrared Spectroscopy. *Fuel*, 2019, no. 240, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.11.142>
- [14] Likhanov V.A., Araslanov M.I. *Issledovanie pokazateley rabocheho protsessa bystrokhodnogo dizelya pri rabote na etanole i rapsovom masle* [Investigation of the Working Process Indicators of a High-Speed Diesel Engine when Running on Ethanol and Rapeseed Oil]. Kirov, Vyatskiy GATU Publ., 2021, 181 p. (In Russ.).
- [15] Likhanov V.A., Yurlov A.S. *Uluchshenie ekologicheskikh pokazateley bystrokhodnogo dizelya snizheniem dymnosti otrabotavshikh gazov pri rabote na al'ternativnykh toplivakh* [Improving the Environmental Performance of a High-Speed Diesel Engine by Reducing The Smokiness of Exhaust Gases when Running on Alternative Fuels]. Kirov, Vyatskiy GATU Publ., 2021, 180 p. (In Russ.).
- [16] Xu Y.F., Yu H.Q., Wei X.Y. et al. Friction and Wear Behaviors of a Cylinder Liner-Piston Ring with Emulsified Bio-Oil as Fuel. *Tribol Trans.*, 2013, vol. 56 (3), pp. 359–365. DOI: <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.754532>

Материалы поступили в редакцию 14.03.2022

Сведения об авторах

Лиханов Виталий Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет». E-mail: lihanov.va@mail.ru

Лопатин Олег Петрович — доктор технических наук, профессор кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет». E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Information about the authors

Likhanov Vitaly Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of Vyatka State Technical University. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Lopatin Oleg Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of Vyatka State Technical University. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование показателей рабочего процесса быстроходного мало-размерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 61–71. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the Working Process Indicators of a High-Speed Small-Sized Diesel Engine when Running on Ethanol and Rapeseed Oil. *Engines Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 61–71 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>

УДК 621.436+665.11

DOI: 10.18698/jec.2022.2.72-83

Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива

В.А. Марков¹, А.Н. Иванкин², Са Бовэнь¹, Д.Ю. Доронин³

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² Мытищинский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана

³ Московская государственная художественно-промышленная академия (МГХПА) имени С.Г. Строганова

Tallow Oil as a Raw Material for the Production of Biodiesel Fuel

V.A. Markov¹, A.N. Ivankin², Sa Bowen¹, D.Yu. Doronin³

¹ BMSTU

² Mytishchi branch of BMSTU

³ Moscow State Art and Industrial Academy (MGHPA) named after S.G. Stroganov

Актуальность статьи обусловлена необходимостью расширения сырьевых ресурсов для производства моторных топлив и улучшения показателей токсичности отработавших газов двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрена возможность использования для производства моторных топлив продукта переработки древесины — таллового масла. Представлены жирно-кислотный состав таллового масла и технология производства биодизельного топлива из таллового масла. Проанализированы физико-химические свойства этого биодизельного топлива и их влияние на процессы впрыскивания и распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. Описана методика расчетного определения цетанового числа биотоплив. Определены расчетные значения цетанового числа исследуемого биодизельного топлива. Показана целесообразность использования в качестве моторного топлива смесей нефтяного дизельного топлива и метилового эфира таллового масла.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, биодизельное топливо, талловое масло, метиловый эфир таллового масла, самовоспламеняемость топлива, цетановое число

The relevance of the article is due to the need to expand raw materials for the production of motor fuels and improve the toxicity of exhaust gases of internal combustion engines. The possibility of using tallow oil, a wood processing product, for the production of motor fuels is considered. The fatty acid composition of tallow oil and the technology of biodiesel production from tallow oil are presented. The physicochemical properties of this biodiesel fuel and their influence on the processes of fuel injection and atomization, mixing and combustion are analyzed. A method for calculating the cetane number of biofuels is described. The calculated values of the cetane number of the studied biodiesel fuel are determined. The expediency of using mixtures of petroleum diesel fuel and tallow oil methyl ether as motor fuel is shown.

Keywords: internal combustion engines, diesel engine, petroleum diesel fuel, biodiesel fuel, tallow oil, methyl ether of tallow oil, fuel auto-ignition, cetane number

Введение

Современный этап развития двигателестроения характеризуется все более широким использованием альтернативных моторных топлив [1, 2]. Это объясняется надвигающимся энергетическим кризисом, ужесточением требований к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и перспективой введения углеродного налога [3–5]. В связи с этим все более

актуальной становится проблема замещения традиционных углеводородных топлив нефтяного происхождения топливами, получаемыми из возобновляемого сырья.

Выбор того или иного вида альтернативного топлива определяется целым рядом факторов, представленных на рис. 1 [1]. Среди этих факторов можно выделить наличие сырьевых ресурсов для производства альтернативного топлива в данном регионе и его сравнительно не-

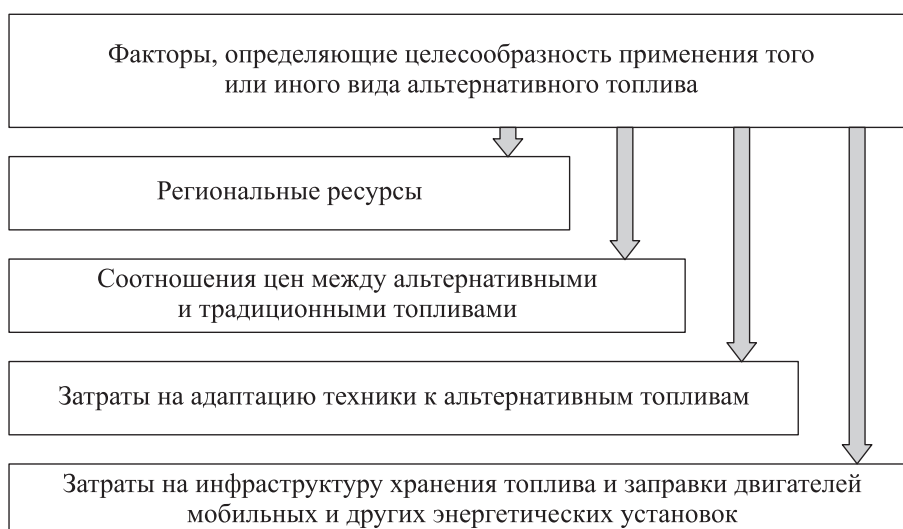


Рис. 1. Основные факторы, определяющие целесообразность выбора вида альтернативного топлива

большую стоимость по сравнению с нефтяным топливом. Важным фактором, определяющим целесообразность использования альтернативного топлива, является близость его свойств к свойствам нефтяных топлив, позволяющая минимизировать затраты на адаптацию серийных ДВС к работе на этом топливе. Кроме того, близость этих свойств позволяет использовать имеющуюся инфраструктуру для хранения топлива и заправки им транспортных средств. В связи с ухудшающейся экологической обстановкой, особенно в крупных городах, и ужесточением нормативов по охране окружающей среды от вредных продуктов сгорания всех видов топлива, к указанным факторам добавляются экологические показатели самих топлив, а также ДВС, работающих на этих топливах.

Как отмечено выше, выбор того или иного вида альтернативного топлива обусловлен, в первую очередь, наличием сырьевой базы для его производства. Привлекательным представляется производство моторных топлив из возобновляемых сырьевых ресурсов, в частности — из биомассы. Ежегодно в мире образуется 170–200 млрд т растительной биомассы (в пересчете на сухую массу), что энергетически эквивалентно 70–80 млрд т нефти [1, 6]. Используется лишь небольшая ее часть. При современном уровне развития техники имеется возможность дополнительного использования биомассы (еще около 2,5...5,0 %) для производства моторного топлива, что эквивалентно 2–4 млрд т нефти или 3–6 млрд т угля ежегодно.

В ряде работ отмечена перспективность производства биотоплив из продукции сельского хозяйства — зерновых культур, кукурузы, растительных масел и др. [7–11]. При этом для двигателей с принудительным воспламенением рабочей смеси наиболее перспективными представляется использование в качестве топлива этанола и его смесей с бензином, а для дизельных двигателей — растительные масла и их сложные эфиры (называемые биодизелем), а также смесевые топлива, содержащие эти компоненты. Объемы потребления этих биотоплив показаны на рис. 2 [2]. Методы получения и свойства указанных биотоплив описаны в работах [12–14]. Некоторые аспекты использования таких моторных топлив рассмотрены в работах [15–20].

Отметим, что мировое производство зерновых культур в мире превышает 2,5 млрд т в год, и их избытки широко используются для переработки, в том числе с целью получения моторных топлив [2]. Вместе с тем, по данным работы [2], общий объем биомассы в мире составляет около 2 000 млрд т, из них — около 60...70 % — это леса, которые во многом определяют кругооборот углерода в атмосфере. Необходимо более подробно рассмотреть перспективы и направления использования этого важного энергетического ресурса для производства моторных топлив. Одним из продуктов переработки древесины является талловое масло, которое может быть использовано для производства биотоплив [21, 22].

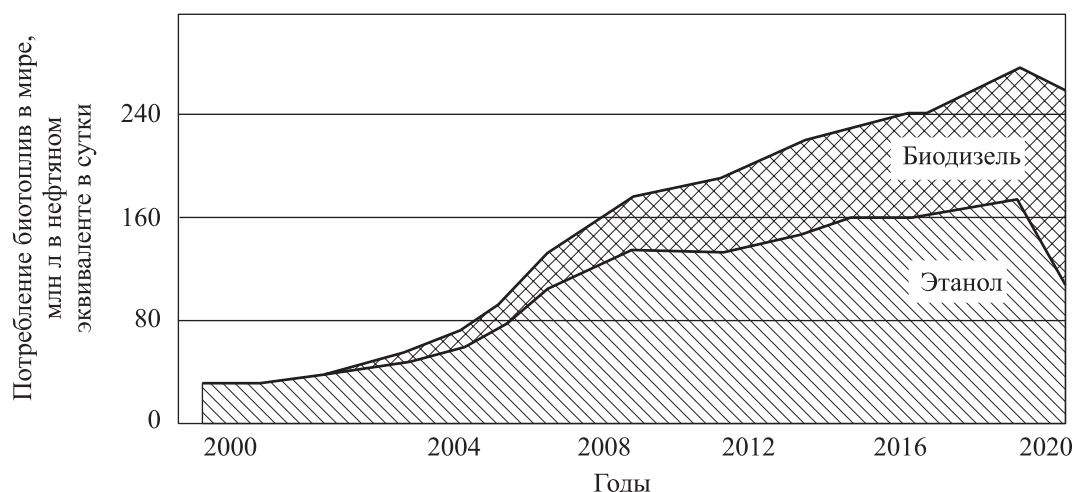


Рис. 2. Динамика роста потребления биотоплив в мире

Талловое (сульфатное) масло представляет собой вязкую пахучую жидкость, получаемую в качестве побочного продукта производства целлюлозы, в основном из хвойных деревьев. Его название возникло от шведского названия пихтового масла — *tallolja*. Это смесь преимущественно высших жирных и смоляных кислот, имеющая желто-черный цвет и резкий запах. Выход сырого таллового масла в процессе варки целлюлозы в среднем находится в пределах 30...50 кг из тонны целлюлозы [23–25]. Этот выход сильно зависит от вида исходного сырья. Так, болотная сосна южных штатов Северной Америки дает 112,5 кг таллового масла на тонну целлюлозы, а сосны, растущие севернее — только 45 кг. В целом количество полученного таллового масла зависит от нескольких факторов, среди которых состав исходного материала, влажность сульфатного мыла, качество его промывки, тщательность разделения фракций (средняя фракция, состоящая из лигнина, может унести с собой до 50 % масла), технология разложения.

В 2021 г. в России было произведено 8,8 млн т целлюлозы [26]. Таким образом, в настоящее время потенциальная сырьевая база для производства таллового масла в России составляет от 264 до 440 тыс. т этого масла в год. Это значительный сырьевой запас для производства моторных топлив для дизельных двигателей.

Талловое масло образуется при сульфатной варке целлюлозы. В настоящее время эта технология является одной из ведущих в целлюлозном производстве. Сульфатную варку целлюло-

зы проводят путем обработки древесной щепы водным раствором гидроксида и сульфида натрия. Под действием этих реагентов происходит омыление смоляных и жирных кислот. Они переходят в черный щелок, который представляет собой сульфатное мыло. Последнее полностью используется для переработки в талловое масло. Упаривание щелока приводит к отделению фракции малой плотности, которая всплывает на поверхность. Сырое талловое масло получают двумя методами. Первый из них является периодическим. Сульфатное мыло закачивается в реактор, где на него воздействуют 30%-ным раствором серной кислоты. Процесс разложения длится 2–3 ч, затем столько же времени смесь отстаивается непосредственно в реакторе. Жидкость расслаивается на 3 слоя, верхний из них включает масло. Его откачивают для дальнейшей промывки и сушки. В непрерывном процессе второй технологии вначале мыло промывают раствором щелока, затем пропускают через гомогенизатор и фильтруют от механических примесей. Смешивание с серной кислотой проводят непрерывно в насосе. Разделение на фракции происходит в сепараторе, из которого все компоненты быстро выводятся в баки.

Наибольшую практическую ценность представляют отдельные компоненты таллового масла. Разделение жирных кислот и других составляющих осуществляется несколькими способами: с помощью растворителей и их смесей (жидкий пропан, фурфурол, диацетоновый спирт, бензиновые углеводороды и другие), реактированием с мочевиной, декарбоксилированием (если нуж-

но выделить только жирные кислоты). В промышленных условиях выделение фракций проводят по двухступенчатой технологии. Первая ступень — дистилляция (при нагреве до температуры 200 °С из таллового масла отгоняются летучие вещества), вторая ступень — ректификация (разделение смеси за счет массо- и теплообмена с паром). Другим способом модификации масла является олигомеризация, в результате которой получают димеры жирных кислот. На технологических установках в США этот процесс осуществляется при температуре 230...250 °С, под давлением и в присутствии катализатора — монтмориллонита. В России олигомеризацию проводят способом автоокисления. Талловое масло подогревают до 195 °С, непрерывно пропуская при этом через него воздух.

После дистилляции и ректификации получают несколько видов органических соединений: талловую канифоль (используется в бумажном и мыловаренном производстве, при изготовлении клеев для картона и бумаги, в кабельной промышленности), дистиллированное талловое масло (мыловарение, производство лаков, смол, красок, эмульгаторов, линолеума; регенерация каучука, введение в качестве связующего в состав песчано-глинистых литевых форм), талловый пек (изготовление асфальтов, производство древесно-волоконистых плит — ДВП). Талловое масло в сыром, недистиллированном виде используется для следующих целей: пропитки ДВП для упрочнения и гидрофобизации; добавки при производстве минеральной и стеклянной ваты (улучшение прочностных свойств в условиях высокой влажности); изготовления флотореагентов-пенообразователей, размягчающей добавки для каучуков; производства смол и лакокрасочных материалов (краски, лаки) и пластификаторов, смазочных веществ и замасливателей для обработки текстильных материалов, добавки в битум для улучшения его

адгезионных свойств. Таллаты (мыла таллового масла) применяют при изготовлении масляных красок и олифы (добавка для ускорения их высыхания), катализаторов химических реакций, инсектицидов, смачивающих средств, отвердителей асфальтов и восков, парафинированной бумаги для антикоррозионной защиты.

Талловое масло содержит в своем составе смоляные или канифольные кислоты (пальмистовая, абиетиновая, неоабиетиновая, дигидро- и тетрагидроабиетиновая) — 40...45 %, насыщенные (пальмитиновую, стеариновую и др.) и ненасыщенные (олеиновую, линолевую, линоленовую и др.) жирные кислоты — 40 %, неомыляемые вещества (алифатические и дитерпеновые углеводороды, стеарин, фитостерин, спирты и др.) — 12 %, оксикарбоновые кислоты — около 5 %. В талловом масле также содержится большее количество стерина — до 3 % (по сравнению с другими растительными маслами).

Химический состав таллового масла задается процентным содержанием соответствующих жирных кислот: лауриновой, миристиновой, пальмитиновой, арахиновой и др. Однако, согласно ГОСТ Р 53605–2009, состав этого масла с определяется главным образом стеариновой, олеиновой и линолевой кислотами, на которые приходится более 80 % состава (табл. 1). Поскольку в состав таллового масла входит примерно 40 % жирных кислот, данный продукт может быть использован при производстве биодизельного топлива.

Талловое масло обладает следующими физико-химическими свойствами: плотность (при $t = +20$ °С) — от 994 до 1001 кг/м³, вязкость (при $t = 40$ °С) — от 410 до 1660 сСт, теплоемкость — от 1,6 до 4,1 кДж/(кг · К), кислотное число — от 158 до 163, температура вспышки — 221 °С, температура самовоспламенения — от 304 до 311 °С, теплопроводность при нормальной температуре — от 0,13 до 0,15 Вт/(м · К).

Таблица 1. Жирнокислотный состав таллового масла (по ГОСТ Р 53605–2009 (ЕН 14214:2003), ГОСТ 14845–79)

Формулы химического состава	Жирные кислоты		
	Стеариновая	Олеиновая	Линолевая
Химическая формула состава	$C_{18}H_{36}O_2$	$C_{18}H_{34}O_2$	$C_{18}H_{32}O_2$
Рациональная формула	$C_{17}H_{35}COOH$	$C_{17}H_{33}COOH$	$C_{17}H_{31}COOH$
Остаток R	$C_{17}H_{35}$	$C_{17}H_{33}$	$C_{17}H_{31}$

Некоторые свойства таллового масла — его повышенную вязкость, температуру затвердевания — улучшают путем добавления в него присадок из фенолформальдегидных смол, спиртов и других соединений. Плотность, содержание смоляных кислот, кислотное число и число омыления зависят от состава древесного сырья. Эти свойства определяются характеристиками исходного сырья и уменьшаются при переходе от хвойных пород деревьев к смеси хвойных и лиственных пород и далее — к лиственным породам. Получаемые из растительного сырья биодизельные топлива содержат в составе молекул атомы кислорода и не содержат примеси серы, что позволяет снизить токсичность отработавших газов (ОГ) дизелей, работающих на этих топливах [27].

Целью работы является оценка возможностей производства моторного топлива из таллового масла, анализ его физико-химических свойств и исследование самовоспламеняемости этого топлива в условиях камеры сгорания дизельного топлива (ДТ).

Технология производства биотоплива из таллового масла

Как отмечено выше, отходы лесной и деревообрабатывающей промышленности являются сырьевыми ресурсами, которые можно использовать для получения биотоплив. Эти топлива получают на основе реакции этерификации таллового масла спиртами по технологии, аналогичной производству биодизельного топлива из растительных и животных жиров (рис. 3) [6, 12, 20]. Основой производства сложных эфиров из жирных кислот являются реакции этерификации, представляющие собой реакции взаимодействия жирных кислот растительных масел со спиртами. В общем случае получение эфиров из кислот может быть описано уравнением химической реакции этерификации, представленным на рис. 3 [12]. При протекании данной реакции отделившийся от спирта атом водорода Н соединяется с гидрок-

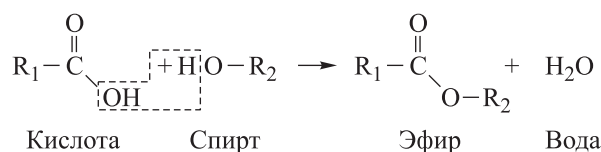
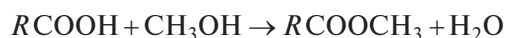


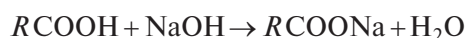
Рис. 3. Реакция этерификации кислоты спиртом с образованием эфира

сильной группой ОН кислоты с образованием воды, а при взаимодействии оставшихся радикалов кислоты и спирта образуется эфир.

При этерификации жирных кислот могут быть использованы различные спирты метанол, этанол, пропанол, бутанол. Но наиболее экономически целесообразным является использование для этих целей метанола — метилового спирта CH_3OH . Для ускорения реакции применяют катализатор, обычно раствор серной кислоты H_2SO_4 в количестве 2 % от массы исходного сырья. Тогда реакцию этерификации можно записать в следующем виде:



где R — остаток (радикал) кислоты. Во избежание образования коррозии при работе двигателя, необходимо провести нейтрализацию остатка кислоты по реакции



Далее необходимо промыть выходной продукт водой, снять остаток и избавиться от остаточной влаги отдувкой или вакуумированием. Отдувка представляет собой нагрев до температуры, близкой к температуре кипения ($70 \dots 90^\circ\text{C}$), для удаления следов воды.

Для обеспечения максимального выхода продукции (биодизельного топлива) необходимо обеспечить следующий примерный состав реагентов: массовое количество таллового масла и метанола — 1 : 0,5, количество катализатора (серной кислоты — 2 % от суммарной массы масла и метанола — 2 %). Примерное время протекания реакции этерификации — 1 ч.

Свойства биодизельного топлива, получаемого из таллового масла

Отметим, что указанные биодизельные топлива, получаемые из различного сырья (растительных масел, животных жиров, таллового масла) имеют очень схожие свойства. В качестве примера в табл. 2 представлены свойства двух таких биотоплив — метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) и метилового эфира таллового масла (МЭТМ). Кроме того, для проведения сравнительного анализа в табл. 2 указаны некоторые физико-химические свойства нефтяного ДТ и рапсового масла (РМ) [12].

По данным табл. 2 можно отметить, что физико-химические свойства растительных

Таблица 2. Физико-химические свойства некоторых моторных топлив

Физико-химические свойства	Топливо			
	ДТ	РМ	МЭРМ	МЭТМ
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	891	877	863
Вязкость кинематическая при 20 °С, сСт (мм ² /с)	3,8	29,6	8,0	4,4
Коэффициент поверхностного натяжения при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	30,7	30,5
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,3	37,8	37,7
Цетановое число	46	36	48	Около 40
Содержание, % по массе:				
углерод С	87,0	77,0	77,6	78,0
водород Н	12,6	12,0	12,2	12,0
кислород О	0,4	11,0	10,2	10,0
Общее содержание серы S, % по массе	0,2	0,002	0,002	0,002

масел и таллового масла отличаются от свойств нефтяных ДТ по ГОСТ 305–2013. В первую очередь, необходимо отметить высокую вязкость РМ и ТМ и их повышенную плотность. Поэтому в дизелях предпочтительнее использовать продукты переработки растительных масел — их метиловые эфиры. Также отметим, что метиловые эфиры масел отличаются от самих масел меньшими вязкостью и плотностью. В то же время указанные метиловые эфиры по сравнению с нефтяным ДТ имеют повышенные плотность, вязкость, поверхностное натяжение и меньшую сжимаемость. Эти свойства определяют протекание процессов топливоподачи, впрыскивания топлива, его распыливания, смесеобразования и сгорания. От качества этих процессов зависят показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизелей. По данным работы [12] при переводе автотракторного дизеля с полуразделенной камерой сгорания (КС) с нефтяного ДТ на МЭРМ угол раскрытия струи топлива уменьшается на 10 %, увеличивается дальность струй топлива, возрастает доля пленочного смесеобразования до 79 % (при работе на ДТ — 59 %), структура струи топлива в поперечном сечении становится более неравномерной. Поэтому при организации процесса смесеобразования в дизелях, работающих на биотопливах, в ряде случаев необходимо обеспечить согласование геометрических размеров струй распыливаемого топлива с формой КС и улучшение качества распыливания топлива. Другим направлением оптимизации рабочего процесса дизеля является использование сме-

сей нефтяного ДТ и указанных метиловых эфиров. Их применение обеспечивает приближение свойств этих смесей к свойствам нефтяного ДТ.

По указанным причинам метиловые эфиры рассматриваемых масел более пригодны для использования в качестве топлива для дизелей, чем сами масла. Также отметим, что самовоспламеняемость МЭРМ и МЭТМ, характеризующаяся цетановым числом этих топлив, находится на уровне самовоспламеняемости нефтяных ДТ. В силу указанных причин МЭРМ и МЭТМ можно использовать в качестве топлива для дизельных двигателей без изменения настроек цикловой подачи топлива и угла опережения впрыскивания топлива. Еще одним отличием МЭРМ и МЭТМ от нефтяного ДТ является наличие в этих биотопливах значительного количества (около 10 % по массе) атомов кислорода. Наличие в молекулах биотоплив этих атомов кислорода благоприятно сказывается на полноте их сгорания в дизелях и их экологических показателях.

Для анализа самовоспламеняемости биодизельного топлива, полученного из таллового масла, использованы данные работы [29]. В качестве объектов исследования выбраны жирные кислоты таллового масла по ГОСТ 14845–79. Кислоты жирные талловые. Технические условия. Москва, Изд-во Стандартов, 1979. 6 с. Состав липидов определяли на газовом хроматографе «Кристалл 5000» СКБ «Хроматэк» (Россия) с колонкой НР-5MS 0,25×30×0,25 мкм с масс-селективным детектором. Переработка липидного сырья в виде природных жиров или масел в алкиловые

эфиром осуществляется путем их этерификации метиловым спиртом. Процесс получения смеси метиловых эфиров жирных кислот из талового масла завершали путем нейтрализации полученной смеси до pH $7,0 \pm 0,5$ добавлением 20%-ного раствора гидроксида натрия, промывали водой, декантировали биодизельное топливо и дважды вакуумировали продукт для снижения остаточного содержания влаги.

В работе [27] были определены оптимальные условия получения биотоплива путем переработки растительного сырья: соотношение таловых жирных кислот: метанол — 1 : 0,5; количество катализатора, концентрированной серной кислоты — 2 %; температура — 65 °C; время этерификации — 1 ч (в 3 стадии).

Состав жирных кислот продукта, соответствовавший липидному составу исходного сырья, следующий (%): лауриновая кислота (C12:0) — 0,3; миристиновая (C14:0) — 0,2; пальмитиновая (C16:0) — 1,8; пальмитолеиновая (C16:1) — 0,2; маргариновая (C17:0) — 0,3; гептадеценовая (C17:1) — 1,3; стеариновая (C18:0) — 5,5; олеиновая (C18:1n9c) — 20,3; элаидиновая (C18:1n9t) — 2,6; линолевая (C18:2n6) — 47,4; γ -линоленовая (C18:3n6) — 8,0; α -линоленовая (C18:3n3) — 3,0; нондекановая (C19:0) — 0,1; гадолеиновая (C20:1n9) — 0,5; арахидиновая (C20:0) — 3,0; цис-8,11,14-эйкозатриеновая (C20:3n6) — 0,2; цис-11,14,17-эйкозатриеновая (C20:3n3) — 0,1; арахидоновая (C20:4n6) — 0,2; эйкозапентаеновая (C20:5n3) — 0,2; генэйкозановая (C21:0) — 0,3; бегеновая (C22:0) — 0,2; эруковая (C22:1n9) — 0,1; цис-13,16,17-докозатриеновая (C22:2) — 0,1; лигноцериновая (C24:0) — 0,4. Данные жирные кислоты содержатся в конечном продукте в виде метиловых эфиров.

Самовоспламеняемость полученного биодизельного топлива характеризуется температурой его самовоспламенения в условиях КС дизеля или цетановым числом, численно равным объемной доле парафинового углеводорода цетана (или гексадекана $C_{16}H_{34}$) в смеси с ароматическим углеводородом α -метилнафталином ($C_{11}H_{10}$). При этом цетановое число цетана принимается за 100, а цетановое число α -метилнафталина равно нулю. Эта смесь должна иметь тот же период задержки воспламенения, что и испытываемое топливо в тех же условиях. Именно такая формулировка была принята в первой версии стандарта ASTM D613

выпуска 1941 г. В новых версиях ASTM D613, начиная с 1962 г., для смешения используется не α -метилнафталин, а 2,2,4,4,6,8,8-гептаметилнонан, иногда называемый ГМН (англ. HMN) или изоцетан, которому присвоено цетановое число 15. В ГОСТ 3122–67 (Топлива дизельные. Метод определения цетанового числа. Москва, ИПК Издательство стандартов, 1998, 12 с.) до сих пор предписывается использовать смесь н-гексадекана и α -метилнафталина. Цетановое число определяет период задержки воспламенения рабочей смеси — промежуток времени от впрыска топлива в цилиндр до начала его самовоспламенения. Чем выше цетановое число, тем меньше задержка и тем более спокойно и плавно горит топливная смесь.

В работе [28] приведена методика оценки цетанового числа биотоплив (растительных масел) на основании анализа их жирно-кислотного состава. В этой методике показано, что значительное влияние на цетановое число (ЦЧ) биотоплив оказывает содержание в топливе предельных (насыщенных) жирных кислот $C_{ж.к.нас}$ и содержание в них непредельной (ненасыщенной) олеиновой кислоты $C_{ж.к.ол}$. Коэффициент корреляции между ЦЧ биотоплив и содержанием в них предельных жирных кислот $C_{ж.к.пр}$ составил $R = 0,69$. Коэффициент корреляции между ЦЧ биотоплив и содержанием олеиновой кислоты в них $C_{ж.к.ол}$ составил $R = 0,81$. Указанные значения коэффициентов корреляции свидетельствует о наличии тесной корреляции между ЦЧ биотоплива и его жирно-кислотным составом. В работе [28] предложены следующие формулы для определения расчетных значений ЦЧ биотоплив:

$$ЦЧ = 23,55 C_{ж.к.пр} + 35,60;$$

$$ЦЧ = 15,34 C_{ж.к.ол} + 34,64.$$

В этих формулах концентрации жирных кислот указаны в абсолютных единицах.

В соответствии с приведенным выше жирно-кислотным составом полученного из таллового масла биотоплива содержание в нем предельных жирных кислот — лауриновой (0,3 %), миристиновой (0,2 %), пальмитиновой (1,8 %), маргариновой (0,3 %), стеариновой (5,5 %), нондекановой (0,1 %), арахидиновой (3,0 %), генэйкозановой (0,3 %); бегеновой (0,2 %), лигноцериновой (0,4 %) — составило 12,1 %. Тогда в соответствии с первой формулой расчетное

ЦЧ составило 38,4. Содержание в рассматриваемом биотопливе олеиновой кислоты было равно 20,3 %. В соответствии со второй из приведенных формул расчетное цетановое число этого биотоплива оказалось равным 37,8. Таким образом, можно принять, что ЦЧ полученного из таллового масла биотоплива заданного состава примерно равно 38 единиц. Это соизмеримо с ЦЧ традиционного нефтяного ДТ, составляющего 45 единиц [29]. Это свидетельствует о возможности использования биотоплива, полученного из таллового масла, в качестве моторного топлива для дизелей.

При этом отметим, что метиловый эфир таллового масла имеет повышенную плотность (863 кг/м^3) и кинематическую вязкость ($4,4 \text{ сСт}$) по сравнению с нефтяным ДТ (830 кг/м^3 и $3,8 \text{ сСт}$, см. табл. 2). Поэтому целесообразно использовать смеси нефтяного ДТ и МЭТМ. Эти два компонента легко смешиваются в любых пропорциях, образуя однородные стойкие смеси. Варьируя составом этих смесей можно целенаправленно воздействовать на протекание рабочих процессов дизеля и тем самым обеспечивать требуемые показатели двигателя по топливной экономичности и токсичности ОГ. При этом МЭТМ может рассматриваться как кислородосодержащий компонент (оксигенат). Целесообразность использования смесевых биотоплив в дизельных двигателях подтверждается данными работ [30–33]. При смешивании метилового эфира таллового масла с нефтяным ДТ достигается наибольшее приближение свойств получаемого смесевого биотоплива к физико-химическим свойствам нефтяного ДТ.

Литература

- [1] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [2] 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.
- [3] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей (методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу)*. Москва, Форум, 2013, 448 с.
- [4] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.
- [5] Рагимов Э.А.О. Влияние альтернативных топлив на окружающую среду. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 2, с. 64–70.
- [6] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. *Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ «Инженер» (Союз НИО), 2016, 292 с.
- [7] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.

Заключение

Результаты проведенного исследования сводятся к следующим основным выводам.

1. Подтверждена перспективность использования в качестве моторного топлива для дизелей продукта переработки древесины — таллового масла. Потенциальная сырьевая база для производства таллового масла в России составляет от 264 до 440 тыс. т этого масла в год.

2. Представлены жирно-кислотный состав таллового масла и технология производства биодизельного топлива из таллового масла, основанная на реакции этерификации жирных кислот таллового масла метиловым спиртом.

3. Проанализированы физико-химические свойства этого биодизельного топлива и их влияние на процессы впрыскивания и распыливания топлива, смесеобразования и сгорания, а также на показатели токсичности отработавших газов дизелей. Показано, что наличие атомов кислорода в молекулах биотоплив благоприятно сказываются на полноте их сгорания в дизелях и их экологических показателях.

4. Исследуемое биотопливо отличается от нефтяного дизельного топлива по показателям самовоспламеняемости в условиях камеры сгорания дизеля. Представлена методика определения цетанового числа биотоплив на основании их жирно-кислотного состава. Расчетное значение цетанового числа исследуемого топлива составило 38 единиц.

5. Для наибольшего приближения свойств биотоплива к свойствам нефтяного дизельного топлива целесообразно использование смесей нефтяного дизельного топлива и метилового эфира таллового масла.

- [8] Васильев И.П. *Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля*. Луганск, Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2009, 240 с.
- [9] Spessert B.M., Arendt I., Schelcher A. Influence of RME and vegetable oils on exhaust gas and noise emissions of small industrial diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-32-0070, pp. 1–15.
- [10] Гусаков С.В. *Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников*. Москва, РУДН, 2008, 318 с.
- [11] Патрахальцев Н.Н. *Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив*. Москва, РУДН, 2008, 267 с.
- [12] 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.
- [13] Нагорнов С.А., Романцова С.В., Гаврилова В.А., Конькова Н.Г. Определение состава смесового топлива. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*, 2012, № 1, с. 28–29.
- [14] Неклюдов А.Д., Иванкин А.Н. *Переработка органических отходов*. Москва, МГУЛ, 2006, 380 с.
- [15] Ikilic C., Yucesu H. Investigation of the effect of sunflower oil methyl Esther on the performance of a diesel engine. *Energy Sources*, 2006, vol. 27, no. 13, pp. 1225–1234.
- [16] Шатров М.Г., Хачиян А.С., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю. *Совершенствование рабочих процессов автотракторных дизелей и их топливных систем, работающих на альтернативных топливах*. Москва, МАДИ, 2012, 220 с.
- [17] Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А. Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 47–51.
- [18] Чернышева Е.А., Кожевникова Ю.В., Сердюкова Е.Ю., Моисеенко В.Е. Аспекты использования биокомпонентов в топливных смесях для автомобильного транспорта. *Нефтепереработка и нефтехимия*, 2020, № 1, с. 23–30.
- [19] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел. *Двигателестроение*, 2020, № 4, с. 18–24.
- [20] Смайлис В., Сенчила В., Берейшене К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения. *Двигателестроение*, 2005, № 4, с. 45–49.
- [21] Иванкин А.Н., Зарубина А.Н., Олиференко Г.Л., Зенкин А.Н. Химический состав жидкого топлива, получаемого из отходов ЦБК — таллового масла. *Повышение эффективности лесного комплекса: матер. VI Всерос. национ. науч.-практ. конф. с междунар. участием: матер. конф.* Петрозаводск, Изд-во ПетрГУ, 2020, с. 70–71.
- [22] Иванкин А.Н., Болдырев В.С., Жилин Ю.Н., Олиференко Г.Л., Бабурина М.И., Куликовский А.В. Макрокинетическая трансформация природных липидов для получения моторного топлива. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2017, № 5, с. 95–108. DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2017-5-95-108>
- [23] Зандерман В. *Природные смолы, скипидары, талловое масло (химия и технология)*. Москва, Лесная промышленность, 1964, 576 с.
- [24] Неклюдов А.Д., Иванкин А.Н. *Переработка органических отходов*. Москва, Московский гос. ун-т леса, 2006, 380 с.
- [25] *Талловое масло: состав, получение, применение*. URL: <https://fb.ru/article/435723/tallovoye-maslo-sostav-poluchenie-primenenie> (дата обращения 25.03.2022).
- [26] *В 2021 г. производство целлюлозы в России выросло на 0,7 %*. URL: <https://whatwood.ru/v-2021-g-proizvodstvo-tsellyulozyi-v-rossii-vyroslo-na-0-7/> (дата обращения 25.03.2022).
- [27] Иванкин А.Н., Зарубина А.Н., Кулезнев А.С., Кочетков В.А., Зенкин А.Н. Исследование процесса получения экологически чистого биотоплива из возобновляемого сельскохозяйственного сырья. *Современные аспекты производства и переработки сельскохозяйственной продукции: VI Межд. науч.-практ. конф.: сб. тр.* Краснодар, КубГАУ им. И.Т. Трубилина, 2020, с. 153–159.
- [28] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Камалтдинов В.Г. Исследование воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2021, № 3, с. 16–21.
- [29] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [30] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>

- [31] Uyumaz A. Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Mustard Oil Biodiesel Fuel Blends at Different Engine Loads. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 256–267. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.005>
- [32] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел. *Двигателестроение*, 2020, № 4, с. 18–24.
- [33] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 21–24.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, ООО NITs “Inzhener”, ООО “Oniko-M” publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [2] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative fuels for the sustainable development of the transport sector. Part 3. Biofuels. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 6, pp. 39–46 (in Russ.).
- [3] Erokhov V.I. *Toksichnost’ sovremennykh avtomobiley (metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu)* [Toxicity of Modern Cars (Methods and Means of Reducing Harmful Emissions into the Atmosphere)]. Moscow, Forum publ., 2013, 448 p. (In Russ.).
- [4] Abakumov A.M. Towards low-carbon mobility. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 6, pp. 47–60 (in Russ.).
- [5] Ragimov E.A.O. Effect of Alternative Fuels on the Environment. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2020, no. 2, pp. 64–70 (in Russ.).
- [6] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Bioplivna dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, NITs “Inzhener” (Soyuz NIO) publ., 2016, 292 p. (In Russ.).
- [7] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyan A.S. *Primenenie alternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Use of Alternative Fuels in Internal Combustion Engines]. Moscow, MADI (TU) publ., 2000, 311 p. (In Russ.).
- [8] Vasil’ev I.P. *Vliyanie topliv rastitel’nogo proiskhozhdeniya na ekologicheskie i ekonomicheskie pokazateli dizelya* [The Influence of Vegetable Origin Fuels on the Environmental and Economic Performance of a Diesel Engine]. Lugansk, VNU im. V. Dal’ya publ., 2009, 240 p. (In Russ.).
- [9] Spessert B.M., Arendt I., Schelcher A. Influence of RME and vegetable oils on exhaust gas and noise emissions of small industrial diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-32-0070, pp. 1–15.
- [10] Gusakov S.B. *Perspektivy primeneniya v dizelyakh alternativnykh topliv iz vozobnovlyaemykh istochnikov* [Prospects for the Use of Alternative Fuels from Renewable Sources in Diesel Engines]. Moscow, RUDN publ., 2008, 318 p. (In Russ.).
- [11] Patrakhaltsev N.N. *Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh ka-chestv dvigateley vnutrennego sgoraniya na osnove primeneniya alternativnykh topliv* [Improving the Economic and Environmental Qualities of Internal Combustion Engines Based on the Use of Alternative Fuels]. Moscow, RUDN publ., 2008, 267 p. (In Russ.).
- [12] 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.).
- [13] Nagornov S.A., Romantsova S.V., Gavrilova V.A., Kon’kova N.G. Determination of the composition of mixed fuel. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel’skogo khozyaystva*, 2012, no. 1, pp. 28–29 (in Russ.).
- [14] Neklyudov A.D., Ivankin A.N. *Pererabotka organicheskikh otkhodov* [Recycling of Organic Waste]. Moscow, MGUL publ., 2006, 380 p. (In Russ.).
- [15] Ikilic C., Yucesu H. Investigation of the effect of sunflower oil methyl Esther on the performance of a diesel engine. *Energy Sources*, 2006, vol. 27, no. 13, pp. 1225–1234.
- [16] Shatrov M.G., Khachiyan A.S., Golubkov L.N., Dunin A.Yu. *Sovershenstvovanie rabochikh protsessov avtotraktornykh dizeley i ikh toplivnykh si-stem, robotayushchikh na alternativnykh toplivakh* [Improving the Working Processes of Automotive Diesel Engines and Their Fuel Systems Operating on Alternative Fuels]. Moscow, MADI publ., 2012, 220 p. (In Russ.).
- [17] Oshchepkov P.P., Smirnov S.V., Zaev I.A. Investigation into Self-Ignition of Biodiesel. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2020, no. 1, pp. 47–51 (in Russ.).

- [18] Chernysheva E.A., Kozhevnikova Yu.V., Serdyukova E.Yu., Moiseenko V.E. Aspects of the use of biocomponents in fuel mixtures for motor transport. *Neftepererabotka i neftekhimiya*, 2020, no. 1, pp. 23–30 (in Russ.).
- [19] Markov V.A., Sa Boven', Neverov V.A., Devyanin S.N., Kamaltdinov V.G. Toxicity of Exhaust Gas of a Diesel Engine Firing Diesel Fuel Added With Vegetable Oil. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2020, no. 4, pp. 18–24 (in Russ.).
- [20] Smaylis V., Senchila V., Bereyshene K. Tests of RME on High-Speed Air-Cooled Diesel Engine. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2005, no. 4, pp. 45–49 (in Russ.).
- [21] Ivankin A.N., Zarubina A.N., Oliferenko G.L., Zenkin A.N. *Khimicheskiy sostav zhidkogo topliva, poluchaemogo iz otkhodov TsBK — talloвого масла* [The chemical composition of liquid fuels obtained from pulp and paper mill waste — tall oil]. *Povyshenie effektivnosti lesnogo kompleksa: mater. VI Vseros. natsion. Nauch.-prakt. konf. s mezhdunar. uchastiem* [Increasing the efficiency of the forest complex. Materials VI All-Russian National Scientific and Practical Conference with International Participation]. Petrozavodsk, PetrSU publ., 2020, pp. 70–71 (in Russ.).
- [22] Ivankin A.N., Boldyrev V.S., Zhilin Yu.N., Oliferenko G.L., Baburina M.I., Kulikovskiy A.V. Macrokinetic Transformation of Natural Lipids for Motor Fuels Production. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Estestvennye nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Natural Sciences], 2017, no. 5, pp. 95–108 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2017-5-95-108>
- [23] Zanderman V. *Prirodnye smoly, skipidary, tallovoe maslo (khimiya i tekhnologiya)* [Natural Resins, Turpentine, Tall Oil (Chemistry and Technology)]. Moscow, Lesnaya promyshlennost' publ., 1964, 576 p. (In Russ.).
- [24] Neklyudov A.D., Ivankin A.N. *Pererabotka organicheskikh otkhodov* [Processing of organic waste]. Moscow, Moskovskiy gos. un-t lesa publ., 2006, 380 p. (In Russ.).
- [25] *Tallovoe maslo: sostav, poluchenie, primeneniye* [Tall Oil: Composition, Production, Application]. Available at: <https://fb.ru/article/435723/tallovoe-maslo-sostav-poluchenie-primeneniye> (accessed 25.03.2022). (In Russ.).
- [26] *V 2021 g. proizvodstvo tsellyulozy v Rossii vyroslo na 0,7 %* [Pulp Production in Russia Increased by 0.7 % in 2021]. Available at: <https://whatwood.ru/v-2021-g-proizvodstvo-tsellyulozyi-v-rossii-vyroslo-na-0-7/> (accessed 25.03.2022). (In Russ.).
- [27] Ivankin A.N., Zarubina A.N., Kuleznev A.S., Kochetkov V.A., Zenkin A.N. Study of the process of obtaining environmentally friendly biofuels from renewable agricultural raw materials. *Sb. VI Mezhd. nauch.-prakt. konferentsii: Sovremennye aspekty proizvodstva i pererabotki sel'skokhozyaystvennoy produktsii* [Collection of the VI International Scientific and Practical Conference: Modern Aspects of Production and Processing of Agricultural Products]. Krasnodar, KubGAU publ., 2020, pp. 153–159 (in Russ.).
- [28] Markov V.A., Sa Boven', Neverov V.A., Kamaltdinov V.G. Combustibility of Vegetable Oils in Diesel Engine Combustion Chamber. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2021, no. 3, pp. 16–21 (in Russ.).
- [29] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftyanye mo-tornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, OOO NITs "Inzhener", OOO "Oniko-M" publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [30] Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 82, pp. 808–823. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.080>
- [31] Uyumaz A. Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Mustard Oil Biodiesel Fuel Blends at Different Engine Loads. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 256–267. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.005>
- [32] Markov V.A., Sa Boven', Neverov V.A., Devyanin S.N., Kamaltdinov V.G. Toxicity of Exhaust Gas of a Diesel Engine Firing Diesel Fuel Added with Vegetable Oil. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2020, no. 4, pp. 18–24 (in Russ.).
- [33] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Cheremisinov P.N. Improvement of Diesel/Rapeseed Oil Mix for Use in Tractor Engines. *Dvigatelsestroenie* [Engines Construction], 2017, no. 4, pp. 21–24 (in Russ.).

Материалы поступили в редакцию 25.04.2022

Сведения об авторах

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

E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Иванкин Андрей Николаевич — доктор химических наук, профессор кафедры «Химия и химические технологии лесного комплекса» Мытищинского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: aivankin@inbox.ru

Са Бовэнь — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: bowensa@yandex.ru

Доронин Дмитрий Юрьевич — преподаватель кафедры «Реставрация монументально-декоративной живописи» Московской государственной художественно-промышленной академии (МГХПА) имени С.Г. Строганова. E-mail: doronetty@list.ru

Information about the authors

Markov Vladimir Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University.

E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

Ivankin Andrey Nikolaevich — Dr. Sci (Chem.), Professor of the Department of Chemistry and Chemical Technologies of Forestry Complex, Mytishchi Branch of Bauman Moscow State Technical University.

E-mail: aivankin@inbox.ru

Sa Bowen — postgraduate student of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: bowensa@yandex.ru

Doronin Dmitry Yurievich — Lecturer, Department of Restoration of Monumental and Decorative Painting, Stroganov Moscow State Academy of Arts and Industry. E-mail: doronetty@list.ru

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Марков В.А., Иванкин А.Н., Бовэнь Са, Доронин Д.Ю. Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 72–83.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-83>

Citation:

Markov V.A., Ivankin A.N., Bowen Sa, Doronin D.Yu. Tallow Oil as a Raw Material for the Production of Biodiesel Fuel. *Engines Construction*, 2022. no. 2 (288), pp. 72–83 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.72-83>

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, НТС), 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 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 подрисуночными 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.