

Двигателестроение

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.2

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023

Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (https://www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Подписано в печать 30.06.2023. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 12,5.

Содержание**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А.**

Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя 3

Грехов Л.В., Черезов И.А., Фурман В.В., Марков В.А.

Проектирование системы подачи тяжелого топлива судового двигателя с электронным управлением ... 14

Пассар А.В., Фершалов Ю.Я.

Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя 23

Проблемы экологии**Литвинов П.В., Борисов В.А., Ведрученко В.Р., Грязнова З.Н.**

Определение значений коэффициентов каталитической конверсии монооксида углерода и несгоревших углеводородов в модифицированном малоразмерном двухтактном бензиновом двигателе 35

Лиханов В.А., Лопатин О.П.

Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах 54

Альтернативные топлива**Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В.**

Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу 62

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шлёнов М.И.

Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей 84

Engines Construction

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.2

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
dvs@bmstu.press
<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive Secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

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

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

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

Contents

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N., Varshavskiy A.A.

Assessment of Strength of the Gas Distribution Mechanism Elements of a Medium Speed Engine 3

Grekhov L.V., Cherezov I.A., Furman V.V., Markov V.A.

Designing a Heavy Fuel Supply System for the Electronically Controlled Marine Engine 14

Passar A.V., Fershalov Yu.Ya.

Relation between the Radial-axial Turbine Radiality Degree and the Turbine Operation Efficiency as Part of a Piston Engine 23

Environmental Problems

Litvinov P.V., Borisov V.A., Vedruchenko V.R., Gryaznova Z.N.

Determination of the Catalytic Conversion Coefficients of Carbon Monoxide and Unburned Hydrocarbons in the Modified Small-sized Two-stroke Gasoline Engine 35

Likhanov V.A., Lopatin O.P.

Study of the Internal Combustion Engine Toxicity when Working on Various Alternative Fuels 54

Alternative Fuel

Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V.

Computational Studies of the Working Process of a Diesel Locomotive Engine with Hydrogen Additives to Liquid Petroleum Fuel 62

Balakin A.Y., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I.

Using Ethyl Alcohol as the Diesel Engine Fuel 84

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.432

DOI: 10.18698/jec.2023.2.3-13

Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя

Н.Д. Чайнов¹, А.Н. Краснокутский¹, А.А. Варшавский^{1,2}¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета

Assessment of Strength of the Gas Distribution Mechanism Elements of a Medium Speed Engine

N.D. Chainov¹, A.N. Krasnokutskiy¹, A.A. Varshavskiy^{1,2}¹ Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)² Kolomna Branch of Moscow Polytechnic University

Задача повышения надежности механизма газораспределения на вновь разрабатываемых и модернизируемых среднеоборотных форсированных дизелях имеет высокую актуальность. Сложность создания газораспределительного механизма вновь проектируемых высокофорсированных современных двигателей непрерывно возрастает вследствие повышения напряженности его элементов. В статье выполнена оценка прочности элементов механизма газораспределения с траверсой среднеоборотного двигателя, даны рекомендации по повышению их прочностной надежности, в частности, контактной группы «тарелка — сухарики — стержень клапана» двигателя ЧН 26,5/31. Расчеты проведены применительно к впускным клапанам с учетом их большей массы и соответственно больших сил инерции. Для повышения несущей способности узла сопряжения «тарелка — сухарики — стержень клапана» был проведен анализ напряженно-деформированного состояния базовой и измененной конструкции сухариков при максимальной нагрузке в сопряжениях «клапан — сухарики — тарелка клапана». В результате расчета напряженно-деформированного состояния клапанной группы с измененной конструкцией сухариков и тарелки клапана удалось добиться значительного снижения напряжений при их более равномерном распределении в зоне сопряжения.

Ключевые слова: механизм газораспределения, прочность, прочностная надежность, траверса, толкатель, клапан, сухарики, тарелка клапана, двигатель

The task of increasing reliability of the gas distribution mechanism in newly developed and modernized medium speed forced diesel engines is of high relevance. Complexity in creating a gas distribution mechanism for the newly designed highly uprated modern engines is constantly growing due to an increase in tension of its elements. The article assesses strength elements of the gas distribution mechanism with a traverse of a medium speed engine and provides recommendations for improving their strength reliability, in particular, the “plate — crackers — valve stem” contact group of the ChN 26.5/31 engine. Calculations were carried out in relation to the intake valves, taking into account their higher mass and, accordingly, greater inertia forces. In order to increase the bearing capacity of the “plate — crackers — valve stem” interface, an analysis was made of the stress-strain state of the basic and modified design of crackers at the maximum load in the “valve — crackers — valve disc” interfaces. As a result of calculating the stress-strain state of the valve group with the modified design of crackers and valve discs, it became possible to achieve significant reduction in stresses with their more uniform distribution in the interface zone.

Keywords: gas distribution mechanism, strength, strength reliability, traverse, pusher, valve, crackers, valve disc, engine

Введение

При конструировании современных двигателей внутреннего сгорания необходимо решать комплекс сложных вопросов. Существенно возросшие требования к дизельным энергетическим установкам таких базовых отраслей, как железнодорожный транспорт, военно-морской флот и атомная энергетика, требуют выполнения четких оперативных решений в разработке проектов в возможно короткие сроки и с высоким качеством [1]. В связи с этим разработка перспективных дизельных установок с проведением ряда исследовательских работ, применением методов и средств проектирования (к примеру, изложенных в [2–15], позволяющих конструктору относительно быстро и с высоким качеством реализовать необходимые характеристики двигателей с учетом специфических заданных требований) является актуальной задачей.

Интенсивный рост рабочих нагрузок требует повышенного внимания ко всем узлам и деталям двигателей, и в том числе к механизму газораспределения (МГР). Трудность создания МГР вновь проектируемых высокофорсированных среднеоборотных двигателей непрерывно возрастает в связи с форсированием по максимальному давлению цикла и степени повышения наддува [16].

Основные параметры механизма должны быть прежде всего такими, чтобы смена рабочего тела в цилиндре двигателя протекала достаточно эффективно, что необходимо для получения высоких мощностных и экономических показателей двигателя. Помимо этого конструкция звеньев механизма должна обеспечивать как надежность работы клапанов на всем диапазоне скоростных режимов и нагрузок, встречающихся при эксплуатации двигателя, так и долговечность всех деталей без усложнения конструкции.

Анализ механизма газораспределения с траверсой

В четырехклапанных крышках цилиндров движение клапанов при тандемном их расположении можно организовать с помощью траверсы. Траверсы передают силы от кулачков через штанги, рычаги (коромысла) сразу обоим одноименным клапанам: паре впускных или паре выпускных клапанов в случае четырехтактного двигателя или всем выпускным клапанам в слу-

чаях двухтактного двигателя [17]. Отметим, что для применения траверсы необходима тщательная тарировка клапанных пружин при идентичности их характеристик, а также наличие одинаковых зазоров на верхнем торце стержней объединенной пары клапанов во избежание перекосов траверсы (рис. 1). Последнее приводит к повышенному износу, а иногда и к поломке траверсы.

Известны конструкции «качающихся» на шарнирах шайб, обеспечивающих более надежную работу механизма при различных силах пружин и неодинаковых зазорах. Однако даже при полном соблюдении требований к идентичности характеристик пружин и зазоров во время работы МГР на траверсу при повороте рычага 1 вокруг центра O (см. рис. 1) действует боковая сила N , приводящая к изгибу направляющего штока 4, по которому перемещается траверса 3.

В положении, когда клапаны закрыты, линия $O-O_1$, соединяющая центр качания рычага O и точку O_1 головки толкателя 2, перпендикулярна оси перемещения траверсы, боковая сила $N = 0$. По мере поворота рычага на угол φ и перемещения траверсы при открытии клапанов сила N увеличивается. Эту силу рассчитывают по формуле

$$N = P \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

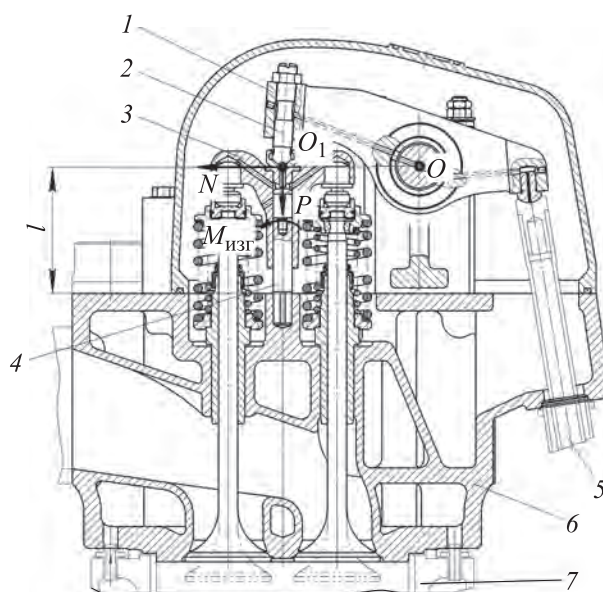


Рис. 1. Механизм газораспределения с траверсой среднеоборотного двигателя ЧН 26,5/31:

1 — рычаг; 2 — толкатель; 3 — траверса; 4 — шток; 5 — толкатель со штангой; 6 — крышка цилиндра; 7 — втулка цилиндра

где P — сила, действующая на траверсу через сферическую головку толкателя. Сила P равна сумме сил пружин, сил инерции обоих клапанов, перемещающихся с траверсой, и сил от перепада давлений газовой среды на головках клапанов. Последнее незначительно влияет на силу P . Значение P определяется характеристиками пружин, профилем кулачка и массой подвижных элементов узла (траверсы, клапанов, пружин, тарелок, сухариков и др.).

Боковая сила N , определяемая по формуле (1), создает изгибающий момент $M_{\text{изг}}$, действующий через траверсу на шток:

$$M_{\text{изг}} = Nl, \quad (2)$$

где l — расстояние от точки O_1 (центра головки толкателя до основания штока — места запрессовки штока в крышку цилиндра).

Применительно к механизму газораспределения двигателей типоразмерного ряда ЧН 26,5/31 [18, 19], масса $m_{\text{сум}}$ цепочки элементов от траверсы, включая массу комплектов обоих клапанов, составляет

$$m_{\text{сум}} = 2(m_{\text{кл}} + m_{\text{колп.кл}} + m_{\text{сух}} + m_{\text{тар}} + \\ + \frac{1}{2}(m_{\text{пр.нар}} + m_{\text{пр.внут}}) + m_{\text{трав}} + \\ + m_{\text{колп.трав}} = 6,469 \text{ кг.}$$

Сила P при полностью открытых впускных клапанах, максимальной силе пружин и заданном положительном ускорении $j_{\text{кл}} = 400 \text{ м/с}^2$

$$P = m_{\text{сум}} j_{\text{кл}} + P_{\text{пр.сум}} = 7296 \text{ Н.}$$

При заданном ходе клапана в момент его максимального открытия угол поворота рычага составляет порядка $\varphi = 8^\circ 45'$. Согласно сборочному чертежу крышки цилиндра двигателя ЧН 26,5/31 при полностью открытых впускных клапанах значение l в формуле (2) равно 12,45 см.

Изгибающий момент, действующий на шток, определяется согласно формуле (2) как

$$M_{\text{изг}} = P \lg \varphi \cdot l = 13089,35 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Напряжения изгиба в основании штока, по которому движется траверса:

$$\sigma_{\text{шт}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} = 166,74 \text{ МПа,}$$

где $W_{\text{изг}} = 0,785 \text{ см}^3$; $d_{\text{шт}} = 2 \text{ см.}$

Механизм газораспределения подвержен циклическому нагружению. Коэффициент запаса циклической прочности стального штока, выполненного из стали 40Х с пределом выносливости $\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$ [20], при пульсирующем цикле составил 3,1.

Таким образом, при пределе выносливости материала штока $\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$ запас циклической прочности штока достаточен. Имеющий место случай разрушения штока может быть следствием нарушения кинематики механизма газораспределения.

Если отмеченная выше поломка штока является скорее «эпизодической», имеющие место разрушения самих клапанов по узкому сечению стержня в районе замка (сопряжение стержня клапана с разрезными сухариками) в ряде случаев имели место при работе двигателя. При этом температура клапана в районе замка невелика в отличие от температуры головки, особенно выпускных клапанов, где она достигает 625 и 560 °С для выпускных и впускных клапанов рассматриваемого двигателя [21].

Последующие расчеты и иллюстрации для оценки прочности элементов МГР с траверсой среднеоборотного двигателя ЧН 26,5/31 были выполнены в программном комплексе ANSYS Workbench.

Распределение монтажных напряжений в элементах замкового механизма, включая верхнюю часть стержня клапана, при работе двигателя на режиме полной мощности представлено на рис. 2.

При сборке МГР в зоне замка стержня клапана возникают значительные монтажные напряжения как в самом стержне клапана, так и на кромках сухариков. Напряжения смятия, возникающие, например, в замках лопаток газовых турбин, составляют 200...400 МПа [22]. Напряжения обжатия на кромках в контактной паре клапана с сухариками (см. рис. 2) достигают 425 МПа.

Высокий уровень напряжений от монтажных нагрузок удалось снизить до 396 МПа (рис. 3) благодаря изменению профиля сопряжения элементов контактной группы «тарелка — сухарики — стержень клапана» и подбором угла конусности поверхностей сопряжения тарелки и разрезных сухариков. Значение угла было принято 6° против первоначального значения $8^\circ 45'$.

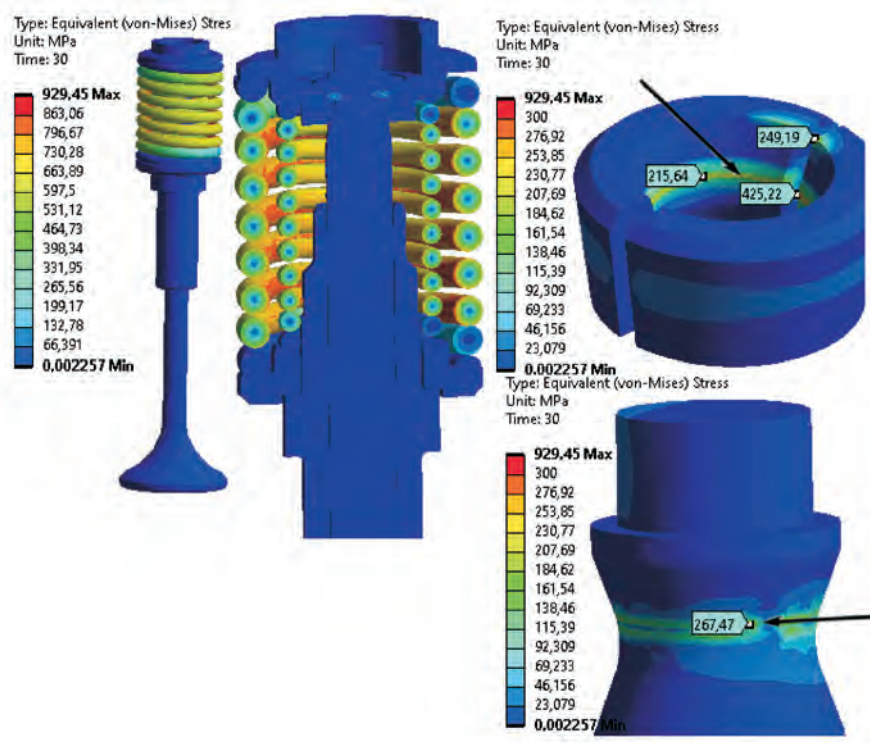


Рис. 2. Напряжения в элементах МГР двигателя ЧН 26,5/31 при работе на режиме полной мощности

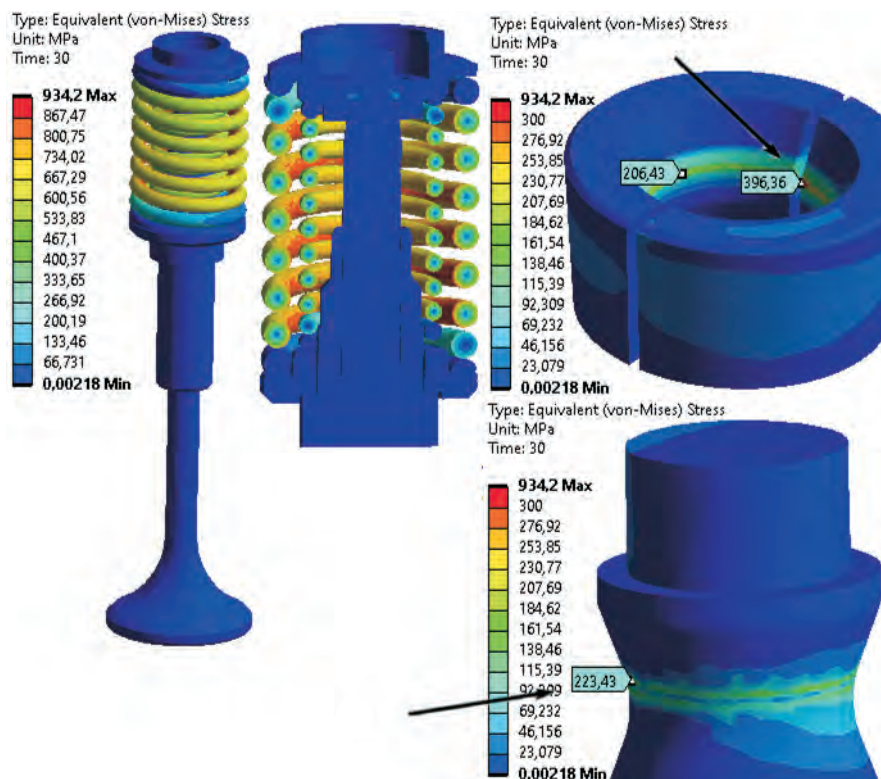


Рис. 3. Напряжения в контактной паре «сухарики — стержень клапана» измененной конструкции МГР

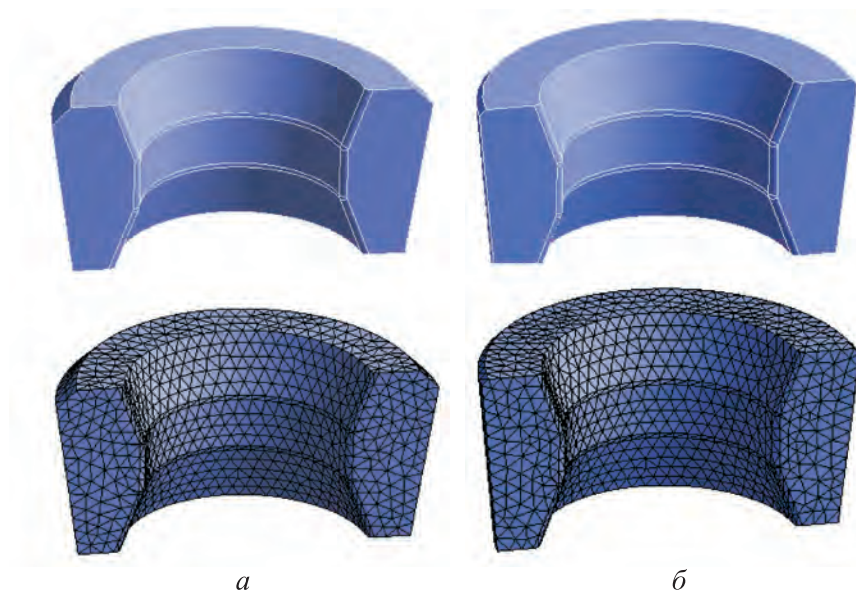


Рис. 4. Конечно-элементные модели базовых (а) и измененных (б) сухариков со скругленными кромками и увеличенной высотой пояса

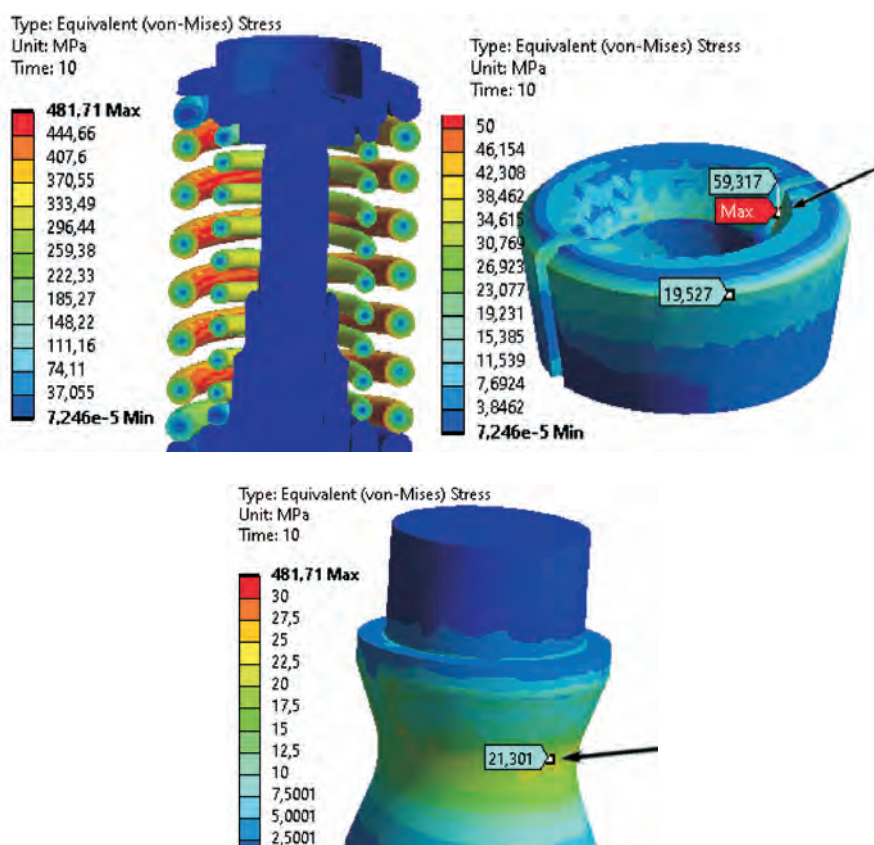


Рис. 5. Напряжения в деталях клапанной группы от монтажных нагрузок в базовой конструкции

Максимальные напряжения в узком сечении стержня клапана в месте сопряжения с сухариками составляют 267 МПа для базовой и 223 МПа для измененной конструкции. Напряжения от давления обжатия в контактной паре клапана с сухариками достигают на кромках сухариков 678 МПа в базовой и 409 МПа в измененной конструкции (кромки сухариков не скруглены).

Для снижения концентрации напряжений и их чрезмерного повышения предлагается внести в конструкцию сухариков следующие изменения:

- увеличить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика до 4 мм;
- вертикальные и наклонные кромки выполнить со скруглением $R = 0,5$ мм;
- горизонтальные кромки на внутренней части сухариков выполнить со скруглением $R = 1,0$ мм;
- все обработанные поверхности зашлифовать.

Модели сухариков с предлагаемыми изменениями показаны на рис. 4. Все дальнейшие расчеты проведены для сухариков с увеличенным поясом и скругленными кромками.

Распределение эквивалентных напряжений в деталях клапанной группы базовой и измененной конструкций сухариков со скругленными кромками представлено на рис. 5, 6.

Максимальные напряжения в стержне клапана оказываются в узком месте сопряжения с сухариками и составляют для обеих конструкций порядка 20 МПа. Максимальные напряжения в сухариках достигают на кромках порядка 60 МПа в базовой и 34 МПа в измененной конструкциях. Максимальные напряжения от давления обжатия в контактной паре клапана с сухариками достигают на кромках сухариков порядка 50 МПа для обеих конструкций.

Затем был выполнен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) от действия максимальных нагрузок при работе двигателя. Максимальные напряжения в стержне клапана

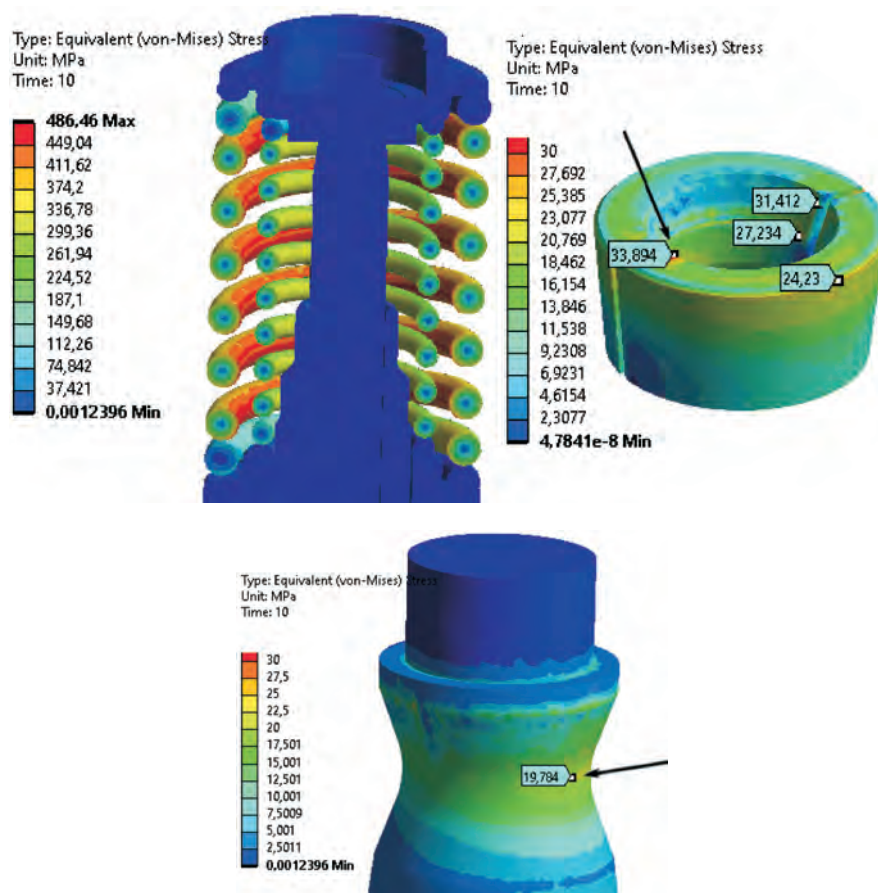


Рис. 6. Напряжения в деталях клапанной группы от монтажных нагрузок в измененной конструкции

достигаются в узком месте сопряжения с сухариками и составляют для базовой конструкции 32 МПа, для измененной — 44 МПа.

Максимальные напряжения в сухариках достигают на кромках сухариков порядка 80 МПа в базовой и 59 МПа в измененной конструкциях.

Максимальные напряжения от давления обжатия в контактной паре «клапан — сухарики» на кромках сухариков достигают около 90 МПа для обеих конструкций.

Результаты исследования

Благодаря изменению конструкции элементов клапанной группы (сухарики, тарелка клапана), удалось значительно снизить напряжения при их более равномерном распределении и повысить работоспособность узла.

Результаты проведенных расчетов НДС деталей МГР дизеля ЧН 26,5/31 при максимальной суммарной нагрузке приведены в таблице.

Для дальнейшего повышения работоспособности МГР двигателя ЧН 26,5/31 требуется тщательный анализ работы клапанных пружин.

Обсуждение

При создании системы газообмена в целом и газораспределительного механизма в частности наряду с эффективной сменой рабочего тела в цилиндре требуется обеспечить надежность

всех звеньев ГРМ на различных режимах работы, длительную стабильность параметров системы с учетом износа ее элементов.

При моделировании работы МГР следует учитывать начальные усилия и зазоры в связях, наличие односторонних связей и возможность разрывов кинематической цепи, ударное взаимодействие деталей при восстановлении контактов, наличие гидрокомпенсаторов, переменность параметров системы.

Трудно не согласиться, что проведение подобных исследований с применением CAD/CAE-систем еще на стадии эскизного проекта позволит определить близкий к оптимальному вариант конструкции детали или узла еще до начала производства.

Выводы

По результатам исследований можно сформулировать следующие выводы.

1. Выполнен конечноэлементный расчет НДС элементов МГР для впускного клапана с базовой и измененной конструкциями контактной группы «тарелка — сухарики — стержень клапана» для условий монтажа и максимальных нагрузок (участок «минимальных» ускорений клапана).

2. Наиболее нагруженной зоной сухариков является их верхняя часть в районе кромок. Максимальные значения эквивалентных напря-

Напряжения в базовых и измененных конструкциях деталей клапанной группы при максимальной суммарной нагрузке

Характеристика	Максимальные значения напряжений, МПа	
	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 8°45'	Конструкция с углом конусности по сопряжению тарелки и сухариков 6°
<i>Базовые конструкции сухариков без скругленных кромок и центральным поясом высотой 3 мм</i>		
Эквивалентные напряжения в клапане	267	223
Эквивалентные напряжения в сухариках	425	396
Давление обжатия в контактах «сухарики — клапан»	678	409
<i>Измененные конструкции сухариков со скругленными кромками и центральным поясом высотой 4 мм</i>		
Эквивалентные напряжения в клапане	32	45
Эквивалентные напряжения в сухариках	80	59
Давление обжатия в контактах «сухарики — клапан»	88	95

жений находятся на вертикальных кромках сухариков и составляют для базовой конструкции 425 МПа, а для измененной — 396 МПа. На горизонтальных кромках напряжения достигают 216 МПа для базовой конструкции, а для измененной — 206 МПа.

3. Максимальные значения давления обжатия на кромках сухариков для базовой конструкции на вертикальных кромках составили 678 МПа, а для измененной — 409 МПа; на горизонтальных кромках: 305 МПа для базовой и 281 МПа для измененной конструкции. Указанные значения превышают рекомендованные напряжения обжатия в замках деталей.

4. Максимальные напряжения в стержне клапана от сил пружин и сил инерции получены в узком сечении сопряжения с сухариками и составляют около 267 МПа для базовой и 223 МПа для измененной конструкции.

5. Максимальные значения напряжений и давлений обжатия носят выраженный локальный характер и значительно превышают максимальные значения вне кромок сухариков.

6. Для исключения локальных зон перекрытия и чрезмерных напряжений обжатия предлагается в обе конструкции сухариков внести изменения:

- увеличить высоту внутреннего фиксирующего пояса сухарика до 4 мм;
- вертикальные и наклонные кромки выполнить с минимальным радиусом скругления $R = 0,5$ мм;
- горизонтальные кромки на внутренней части сухариков выполнить с минимальным радиусом скругления $R = 1,0$ мм;
- все обработанные поверхности зашлифовать.

Литература

- [1] Рыжов В.А. Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018, 325 с.
- [2] Рыжов В.А. Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора. *Двигателестроение*, 2019, № 4 (274), с. 10–14.
- [3] Kuznetsov A., Kharitonov S., Ryzhov V. Experimental and Calculation Study of Diesel-Generator Performance in Transient Conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, December, vol. 140, no. 121009–9. <https://doi.org/10.1115/1.4040690>
- [4] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля. *Двигателестроение*, 2018, № 4 (274), с. 3–7.
- [5] Чайнов Н.Д. Расчетное и экспериментальное определение локальных величин контактного давления в сопряжении деталей поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26. *Междунар. науч.-техн. конф., посв. 110-летию специальности «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана: матер. конф.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, с. 32–33.
- [6] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Моделирование работы резьбовых соединений при расчете сопряжений базовых деталей поршневых двигателей. *Двигателестроение*, 2016, № 1 (263), с. 8–10.
- [7] Мягков Л.Л., Чирский С.П. Метод оптимизации формы основных деталей ДВС. *Междунар. науч.-техн. конф., посв. 110-летию специальности «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана: матер. конф.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, с. 33–34.
- [8] Мягков Л.Л., Чирский С.П. Реализация топологической оптимизации методом BESO в среде ANSYS APDL и ее применение для оптимизации формы шатуна тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 11 (704), 2018, с. 38–48. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-11-38-48>
- [9] Марков В.А., Фурман В.А., Плахов С.В., и др. Экспериментальные исследования процесса впрыскивания топлива дизельными форсунками. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. XIX, № 6, с. 251–259.
- [10] Комиссаренко А.Н., Матисен А.Б., Кострыгин А.Н. Эффективность охладителей наддувочного воздуха с охлаждающими секциями разных конструкций. *Вестник машиностроения*, 2022, № 9, с. 32–34. <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-9-32-34>
- [11] Кнелъц В.Ф., Румянцев П.Г. Снижение эмиссий вредных веществ при создании цикла Миллера в тепловозном двигателе. *Вестник машиностроения*, 2022, № 10, с. 75–76. <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-10-75-76>

- [12] Чайнов Н.Д., Матисен А.Б. Моделирование напряженно-деформированного состояния шатунов форсированных тепловозных дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2011, № 3, с. 36–39.
- [13] Раенко М.И., Рыжов В.А. Оценка прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей по критерию долговечности. *Двигателестроение*, 2012, № 1, с. 7–17.
- [14] Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П. Определение спектра эксплуатационных нагрузок для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей. *Двигателестроение*, 2010, № 2, с. 3–6.
- [15] Блинов А.С., Быков А.Е., Маластовский Н.С. и др. Моделирование тепловых граничных условий в сопряжении «гильза – поршневое кольцо – поршень». *Будущее Машиностроения России. XII Всероссий. конф. молодых ученых и специалистов (с международным участием): сб. докл.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, с. 540–544.
- [16] Конкс Г.А., Лашко В.А. *Мировое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта.* Москва, Машиностроение, 2005, 505 с.
- [17] Чайнов Н.Д., Краснотутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [18] Рыжов В.А. Особенности проектирования базовой модели дизеля нового типоразмерного ряда Д500К в современных условиях. *Актуальные проблемы развития поршневых ДВС. Матер. Межотраслевой науч.-техн. конф., посв. 120-летию Ваншейдта В.А.: сб. докл.* Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2010, с. 14–15.
- [19] Рыжов В.А., Исянов В.Р. Разработка и создание двигателя нового типоразмерного ряда 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31) для магистрального тепловоза. *Вестник института проблем естественных монополий: техника железных дорог*, 2016, № 1 (33), с. 50–55.
- [20] Драгунов Ю.Г., Зубченко А.С., Каширский Ю.В. и др. *Марочник сталей и сплавов.* Москва, Инновационное машиностроение, 2021, 1216 с.
- [21] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. *Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания.* Москва, Машиностроение, 2015, 360 с.
- [22] Скубачевский Г.С. *Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей.* Москва, Машиностроение, 1981, 550 с.

References

- [1] Ryzhov V.A. *Sovershenstvovanie kharakteristik forsirovannykh sredneoborotnykh dvigateley dvoynogo naznacheniya sredstvami toplivopodachi i vozdukhosnabzheniya* [Improving the characteristics of forced medium-speed dual-purpose engines by means of fuel supply and air supply]. Dr. Diss. Moscow, 2018, 325 p. (In Russ.).
- [2] Ryzhov V.A. Starting Performance of a Marine Diesel-Generator. *Engines Construction*, 2019, no. 4 (274), pp. 10–14. (In Russ.).
- [3] Kuznetsov A., Kharitonov S., Ryzhov V. Experimental and Calculation Study of Diesel-Generator Performance in Transient Conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, December, vol. 140, no. 121009–9. <https://doi.org/10.1115/1.4040690>
- [4] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Kapshukov A.V. Analysis of a Gas Joint in a High-Powered Medium-Speed Diesel Engine for Leak-Tightness. *Engines Construction*, 2018, no. 4 (274), pp. 3–7. (In Russ.).
- [5] Chaynov N.D. An Experimental Measurement and Numerical Calculation of Contact Pressure in a Composite Piston of a Mid-speed Diesel Engine. *Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., posv. 110-letiyu spetsial'nosti "Porshnevye dvigateli" MGTU im. N.E. Bauman: mater. konf.* [International Scientific and Technical Conference Dedicated to the 110th Anniversary of the Specialty Piston Engines BMSTU: Conference Materials]. Moscow, BMGTU Press, 2017, pp. 32–33. (In Russ.).
- [6] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Kapshukov A.V. Modelling of Threaded Connections in Engine Parts Mating Analyses. *Engines Construction*, 2016, no. 1 (263), pp. 8–10. (In Russ.).
- [7] Myagkov L.L., Chirskiy S.P. Metod optimizatsii formy osnovnykh detaley DVS. *Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., posv. 110-letiyu spetsial'nosti "Porshnevye dvigateli" MGTU im. N.E. Bauman: mater. konf.* [International Scientific and Technical Conference Dedicated to the 110th Anniversary of the Specialty Piston Engines BMSTU: Conference Materials]. Moscow, BMSTU Press, 2017, pp. 33–34. (In Russ.).
- [8] Myagkov L.L., Chirskiy S.P. The Implementation of the BESO Method for Topology Optimization in ANSYS APDL and its Application for Optimization of the Connecting Rod Shape of a Locomotive Diesel Engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2018, no. 11 (704), pp. 38–48. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-11-38-48>

- [9] Markov V.A., Furman V.A., Plakhov S.V. et al. Experimental Studies of the Fuel Injection Process with Diesel Injectors. *Autogas Filling Complex+Alternative Fuel*, 2020, vol. XIX, no. 6, pp. 251–259. (In Russ.).
- [10] Komissarenko A.N., Matisen A.B., Kostygin A.N. Efficiency of Charge Air Coolers with Different Designs of Cooling Sections. *Vestnik mashinostroeniya*, 2022, no. 9, pp. 32–34. (In Russ.).
<https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-9-32-34>
- [11] Knel'ts V.F., Rumyantsev P.G. Reducing Emissions of Harmful Substances during the Creation of the Miller Cycle in a Diesel Engine. *Vestnik mashinostroeniya*, 2022, no. 10, pp. 75–76. (In Russ.).
<https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-10-75-76>
- [12] Chaynov N.D., Matisen A.B. Simulation of a Stressed-Strained State of Augmented Locomotive Engine Connecting-Rods. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2011, no. 3, pp. 36–39. (In Russ.).
- [13] Raenko M.I., Ryzhov V.A. Evaluation of Fatigue Resistance of Transport Engine Cylinder Head Based on Durability Criterion. *Engines Construction*, 2012, no. 1, pp. 7–17. (In Russ.).
- [14] Raenko M.I., Ryzhov V.A., Myagkov S.P. Determination of the Range of Operational Loads for Cylinder Covers of Medium-Speed Transport Diesel Engines. *Engines Construction*, 2010, no. 2, pp. 3–6. (In Russ.).
- [15] Blinov A.S., Bykov A.E., Malastovskiy N.S. et al. Modeling of Thermal Boundary Conditions in the “Sleeve — Piston Ring — Piston” Interface. *Budushchee Mashinostroeniya Rossii. Dvenadtsataya Vseros. konf. molodykh uchenykh i spetsialistov (s mezhdunarodnym uchastiem): sb. dokl.* [Future of Mechanical Engineering in Russia. XII All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with International Participation): Collection of Reports]. Moscow, BMSTU Press, 2019, pp. 540–544. (In Russ.).
- [16] Konks G.A., Lashko V.A. *Mirovye dizelestroenie. Kontseptsii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta* [World Diesel Industry. Design Concepts, Analysis of International Experience]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005, 505 p. (In Russ.).
- [17] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and Calculation of Piston Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [18] Ryzhov V.A. Features of designing the basic model of a diesel engine of a new size range D500K in modern conditions. *Aktual'nye problemy razvitiya porshnevnykh DVS. Mater. Mezhotraslevoy nauch.-tekhnich. konf., posv. 120-letiyu Vansheydta V.A.: sb. dokl.* [Actual Problems of Development of Piston Internal Combustion Engines. Materials of the Intersectoral Scientific and Technical Conference Dedicated to the 120th Anniversary of Vanscheidt V.A.: Collection of Reports]. Sankt-Petersburg, SPbGMTU Publ., 2010, pp. 14–15. (In Russ.).
- [19] Ryzhov V.A., Isyanov V.R. Development and Creation of the New Series 4-Stroke Engine 12LDG500 (26,5/31) for the Main Diesel Locomotive. *Vestnik instituta problem estestvennykh monopolii: tekhnika zheleznykh dorog*, 2016, no. 1 (33), pp. 50–55. (In Russ.).
- [20] Dragunov Yu.G., Zubchenko A.S., Kashirskiy Yu.V. et al. *Marochnik staley i splavov* [Grader of Steels and Alloys]. Moscow, Innovatsionnoye mashinostroenie Publ., 2021, 1216 p. (In Russ.).
- [21] Chaynov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplonapryazhennykh bazovykh detaley sredneoborotnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Strength of Heat-Stressed Base Parts of Medium-Speed Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2015, 360 p. (In Russ.).
- [22] Skubachevskiy G.S. *Aviatsionnye gazoturbinnyye dvigateli. Konstruktsiya i raschet detaley* [Aircraft Gas Turbine Engines. Design and Calculation of Parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 550 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 04.03.2023

Сведения об авторах

Чайнов Николай Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: ndchainov@yandex.ru

Краснокутский Андрей Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: krasnokutsky07@mail.ru

Варшавский Андрей Алексеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана; старший преподаватель кафедры «ДВС» КИ(Ф) МПУ. E-mail: andrew_warsaw@mail.ru

Information about the authors

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

Krasnokutskiy Andrey Nikolaevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: krasnokutsky07@mail.ru

Varshavskiy Andrey Alekseevich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University; Senior Lecturer, Department of ICE, Kolomna Branch of Moscow Polytechnic University. E-mail: andrew_warsaw@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Варшавский А.А. Оценка прочности элементов механизма газораспределения среднеоборотного двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 3–13.
<https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.3-13>

Citation:

Chainov N.D., Krasnokutskiy A.N., Varshavskiy A.A. Assessment of Strength of the Gas Distribution Mechanism Elements of a Medium Speed Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 3–13. (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.3-13>

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.2.14-22

Проектирование системы подачи тяжелого топлива судового двигателя с электронным управлением*

Л.В. Грехов¹, И.А. Черезов^{1,2}, В.В. Фурман^{1,2}, В.А. Марков¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Designing a Heavy Fuel Supply System for the Electronically Controlled Marine Engine

L.V. Grekhov¹, I.A. Cherezov^{1,2}, V.V. Furman^{1,2}, V.A. Markov¹

¹ Bauman Moscow State Technical University

² LLC Manufacturing Enterprise Dieselvatomatika

Рассмотрены основные проблемы использования тяжелого топлива на судовых дизелях, одной из которых является высокая температура тяжелого топлива, накладывающая определенные риски при эксплуатации и ограничения при разработке топливной аппаратуры. Сформулированы требования к современной топливоподающей аппаратуре судового двигателя, способной подавать как тяжелые, так и более легкие сорта топлива в двигатель и при этом удовлетворяющей современным экологическим требованиям. Найденны пути решения проблем разработки топливоподающей аппаратуры с указанием технологий и материалов. Представлен вариант решения проблем подачи топлива в цилиндры дизельного двигателя под необходимым давлением, а также обеспечения гибкости управления подачей топлива в цилиндры дизеля с целью удовлетворения требованиям экологичности и экономичности дизеля за счет применения системы электронного управления подачей тяжелого топлива. Дано описание системы подачи топлива и принципа ее работы. Приведены результаты испытания быстродействующего клапана, а также результаты измерения максимального давления впрыскивания изготовленного макетного образца электроуправляемого топливного насоса высокого давления. Эти результаты подтверждают работоспособность насоса и удовлетворение заданных требований по быстродействию и давлению.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливная система, электронная система управления, топливный насос высокого давления, быстродействующий клапан, тяжелое топливо

The paper considers main problems of using heavy fuel in the marine diesel engines, which include high temperature of heavy fuel imposing certain risks in operation and restrictions in the development of fuel equipment. Requirements to modern fuel supply equipment of a marine engine are formulated, at the same time, being able to supply both heavy and light fuel to the engine and meeting the modern ecological requirements. Ways were found to solve the problems in design and development of the fuel supply equipment and indicating technologies and materials. An option is presented to solve the problems of fuel supply to the diesel engine cylinders under the required pressure, as well as ensuring flexibility in controlling fuel supply to the diesel engine cylinders in order to meet requirements of ecological friendliness and efficiency of the diesel engine by using the electronic system to control the heavy fuel supply. Description of the fuel supply system and principles of its operation are provided. Results of testing the high-speed valve, as well as of measuring maximum injection pressure of the prototype model of the electrically controlled high-pressure fuel pump, are presented. These results confirm the pump performance and compliance with the specified requirements for speed and pressure.

Keywords: diesel engine, fuel system, electronic control system, high-pressure fuel pump, quick release valve, heavy fuel

* Исследование выполнено при финансовой поддержке МГТУ им. Н.Э. Баумана со стороны Российского научного фонда (грант № 21-49-00012).

Введение

По тоннажу перевозимых грузов морской флот доминирует над альтернативными видами транспорта, при этом коммерческий флот уже давно перешел на использование флотских мазутов — тяжелых сортов топлива (HFO) [1, 2].

Значительное усложнение конструкций судовых топливных систем обусловлено не только повышенной загрязненностью топлива примесями и водой, но и неприемлемо высокой вязкостью, а следовательно, наличием системы нагрева и терморегуляции [2, 3].

Высокая вязкость и рабочая температура, худшее качество фильтрация тяжелых сортов топлива по сравнению с легкими создает трудности при поиске оптимальных решений в разработке топливоподающей аппаратуры (ТПА), обеспечивающей подачу HFO. Выбор материалов на основе полимеров при разработке компонентов ТПА, таких как полимерный корпус электромагнита, а также уплотнений, способных работать при высоких температурах, очень ограничен.

Разная скорость резкого охлаждения деталей прецизионных пар (при переводе дизеля на маловязкое топливо) или нагрева (при переводе дизеля на HFO) двухтопливных дизелей сопровождается изменением геометрических размеров и часто приводит к таким отказам, как заклинивание плунжеров во втулках топливного насоса высокого давления (ТНВД) или форсуночных игл распылителей форсунок в корпусе распылителя. В связи с этим требуется специальная топливоподготовка, исключающая резкие перепады температуры топлива и обеспечивающая качественную ее фильтрацию.

Для соблюдения ограничений, введенных Международной морской организацией (International Maritime Organization, IMO) Tier III, регламентирующих существенное сокращение вредных веществ (ВВ), в частности, оксидов азота (NO_x), требуются новые технологии производства и проектирования ТПА. Одним из способов улучшения экологических качеств дизельных двигателей служит повышение давления впрыскивания [4, 5]. Высоким современным уровнем давлений впрыскивания в среднеоборотных двигателях (СОД) можно считать 180...200 МПа, однако при использовании HFO этот уровень ближе к 150...180 МПа. Авторы имеют опыт работ по исследованию ТПА с давлением 350...400 МПа [6], но следует учитывать,

что давление постоянно растет, что связано с особенностями технических требований к двигателю [7]. Более обосновано уровень давления впрыскивания и его изменение по рабочей характеристике выбирают с помощью оптимизационных процедур с расчетом сгорания и образования ВВ [8, 9].

Неоспоримым достоинством современной ТПА служит электронное управление, обеспечивающее оптимизацию рабочего процесса за счет подачи топлива в камеру сгорания с оптимальными с точки зрения образования ВВ показателями впрыскивания и характеристикой впрыскивания, что в конечном итоге приводит к снижению как ВВ, так и расхода топлива [10, 11]. В случае невозможности снижения эмиссии ВВ, в частности, окислов азота, все шире применяют селективное каталитическое восстановление (SCR) [12].

Тип системы топливоподдачи для судового двигателя

Выбор типа ТПА для современного, конкурентного судового СОД такого семейства 6ЧН 22/28 (6Г22Д1) с цилиндровой мощностью 200 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин, выполняющий экологические требования Tier III по ограничению эмиссии ВВ, обеспечивающий минимальный удельный расход топлива и работу на HFO основывался как на выявленных требованиях к ТПА, так и на практических соображениях, в частности, наличия, возможного отечественного производителя. Основные параметры работы дизеля 6ЧН 22/28 по винтовой характеристике, выявленные при оптимизационных расчетах с двумя вариантами интенсификации впрыскивания, приведены в таблице.

По данным таблицы видно, что необходимо управление подачей и УОВ по винтовой характеристике. Среди популярных типов топливной аппаратуры можно рассматривать ТНВД с механическим управлением, ТНВД с электронным управлением (ЭТНВД), насос-форсунки различных типов управления, аккумуляторные системы с электронным управлением (Common Rail, CR).

Традиционные механические ТНВД с рейкой в настоящее время устарели по возможностям управления и даже проигрывают ЭТНВД по давлению впрыскивания при тех же параметрах. Насос-форсунки привязывают двигатель к единственному типу ТПА, а в уже готовом

Основные параметры работы дизеля 6ЧН 22/28

Параметр		Мощность, %				
		100	75	50	25	10
Частота вращения вала, мин ⁻¹		1000	910	800	630	400
Цикловая подача топлива, г/цикл		1,40	1,14	0,90	0,60	0,39
Максимальное давление впрыскивания, МПа	Вариант 1	175	142	107	75	45
	Вариант 2	151	130	110	75,3	40,2
Оптимальный угол опережения впрыскивания (УОВ), град		3,5	5	5	5	5

двигателе неприменимы, но обладают рядом качеств, в том числе других негативных. Таким образом, в статье сопоставляются в основном две конкурирующие топливные системы: с ЭТНВД и Common Rail (CR).

Несомненным достоинством систем CR является возможность независимого управления давлением впрыскивания и организации многоразового впрыскивания. Однако, как показало оптимизационное исследование, при поставленной цели — выполнении требований эмиссии BV по нормам Tier III и получении минимального расхода топлива — применение многоразового впрыскивания не требуется ни на одном из режимов работы двигателя 6ЧН 22/28 по винтовой характеристике. Таким образом, обе ТПА — CR и ЭТНВД — обеспечивают эффективную работу двигателя 6ЧН 22/28. При моделировании варианта использования ТПА CR использовали опыт создания таких ТПА для тепловозных двигателей, в частности, совмест-

ные разработки МГТУ им. Н.Э. Баумана и ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры» для аккумуляторных систем с оптимально формируемой формой основной (или единственной) фазы характеристики впрыскивания [13]. Здесь удастся заменить традиционную для CR трапециевидную форму характеристики впрыскивания ступенчатой по переднему фронту формой (рис. 1, а). Эти решения просты, эффективны и защищены патентами [14, 15].

Как видно на рис. 1, б, в ТПА с ЭТНВД, как и в большинстве СОД, более благоприятная форма характеристики впрыскивания с полого растущим передним фронтом, которая получается автоматически и не требует применения каких-либо дополнительных технических решений. В этом отношении системы с короткими нагнетательными трубопроводами малого диаметра приобретают достоинства насос-форсунок.

Дальнейшее сравнение ТПА с ЭТНВД и CR осуществляется в отношении изменения давле-

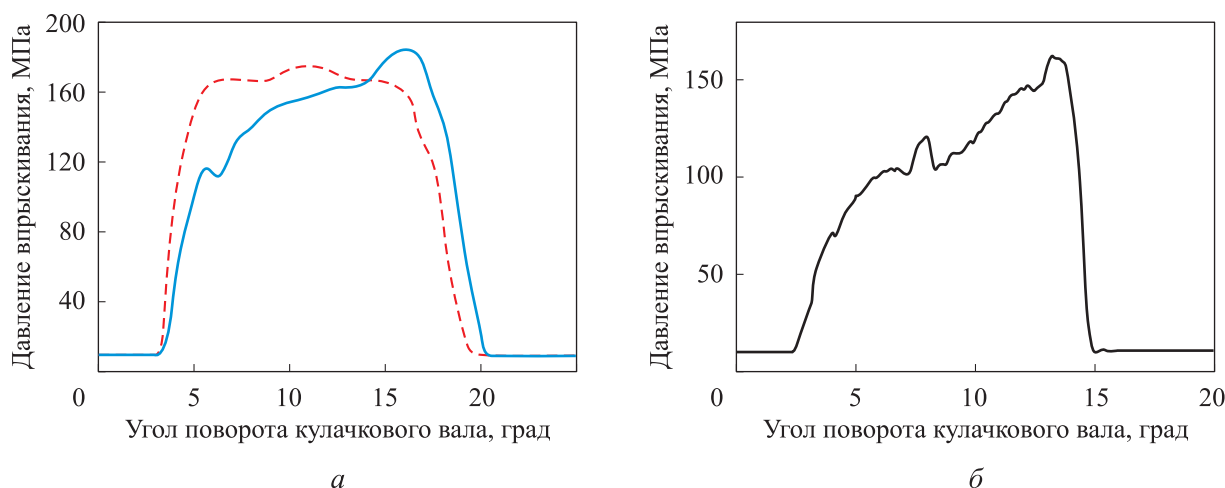


Рис. 1. Характеристики впрыскивания различных типов ТПА для двигателя 6ЧН 22/28:
а — традиционная CR (---) и с формированием переднего фронта (—); б — ЭТНВД

ния впрыскивания по винтовой характеристике. Если при работе СОД по тепловозной характеристике естественная зависимость давления впрыскивания весьма близка к оптимальной при оптимизации по критерию расхода топлива, то при работе по винтовой характеристике давление впрыскивания на частичных режимах еще ниже. Следовательно, возможность поддержания в СР высоких давлений впрыскивания на этих режимах не используется [16]. Таким образом, значительные преимущества СР над системами с ЭТНВД для судового дизеля 6ЧН 22/28 не выявлены. Имеющиеся недостатки, такие как повышенные требования к качеству и фильтрации топлива, культуре обслуживания, высокая стоимость, а главное, отсутствие производственной базы для изготовления систем СР подобной размерности в нашей стране, затрудняют применение данной системы на среднеоборотных дизельных двигателях.

Напротив, ТПА с ЭТНВД базируются на имеющейся базе, более простая и известная технология производства и обслуживания упрощает ее использование, насосная секция проще, чем в классических ТНВД с механическим управлением. Электронное управление обеспечивает управление УОВ, реализацию быстрых переходных режимов, позволяет при необходимости уверенно осуществлять двухразовое впрыскивание и отключать цилиндры и циклы, а технология проектирования и изготовления нового высокотехнологичного компонента — быстродействующего электромагнитного привода и управляющего клапана — освоены отечественным производителем ООО «ППП «Дизельавтоматика», что является неоспоримым преимуществом в настоящее время. К тому же в данном типе ТПА применяется традиционная гидромеханическая форсунка, традиционное испытательное оборудование, дооснащенное лишь лабораторной системой управления.

По этим причинам компромиссным решением является выбор ТПА с ЭТНВД, основным элементом конструкции которой служит насосная секция с приводом от кулачка кулачкового вала и электроуправляемого клапана (рис. 2).

При движении плунжера 7 вверх топливо вытесняется в надплунжерную полость 2, в которой установлен электроуправляемый клапан 4, получающий привод от электромагнита 3 (см. рис. 2). При подаче сигнала на электромаг-

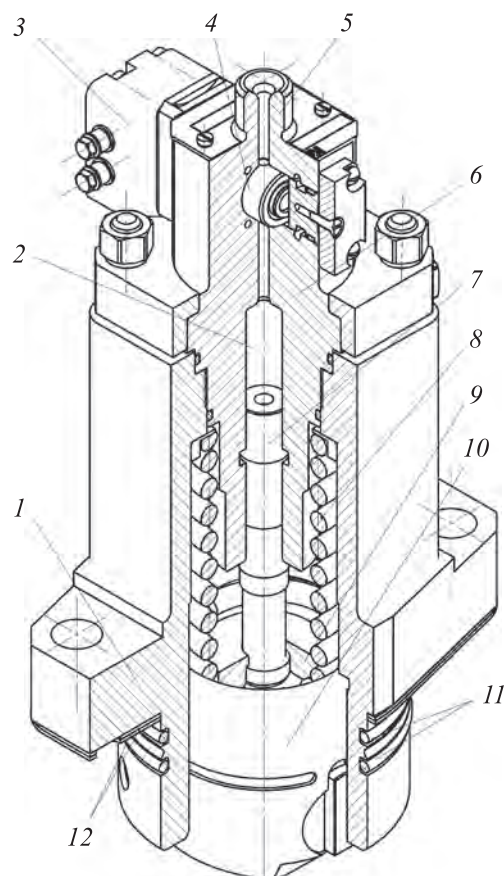


Рис. 2. Конструкция ЭТНВД:

1 — корпус насоса; 2 — надплунжерная полость; 3 — электромагнит; 4 — электроуправляемый клапан; 5 — штуцер; 6 — моновтулка; 7 — плунжер; 8 — пружина; 9 — тарелка; 10 — толкатель; 11 — уплотнительные кольца; 12 — регулировочные прокладки

нит клапан закрывается и топливо подается под давлением к штуцеру 4, к которому подключается через нагнетательный трубопровод форсунка. При прекращении сигнала на электромагнит подача топлива к штуцеру прекращается.

Использование клапана 4 насосной секции для регулирования фаз начала и окончания подачи топлива позволяет гибко управлять топливоподачей. В частности, при этом появляется возможность реализации сложных законов управления УОВ в соответствии с изменениями скоростного и нагрузочного режимов работы [10].

Решение проблем конструирования ТПА

Для разработки ТПА, обеспечивающей подачу НФО, требуется применять иной подход к системам подачи легких сортов топлив. Материал для изготовления плунжерной пары, такой как сталь

марки ШХ15, обладает высокой твердостью и износостойкостью. Для придания требуемых физических и механических свойств изделиям необходима специальная термическая обработка, включающая в себя закалку, обработку холодом, многократный низкотемпературный отпуск при температуре 120...130 °С, что в итоге обеспечивает прецизионным деталям высокую твердость 60–64 HRC, а также стабильность геометрии и размеров. Таким образом, температура эксплуатации ТНВД на дизельном топливе находится значительно ниже температуры отпуска деталей (как правило, не более 60 °С), что гарантирует сохранение размеров и геометрии прецизионных деталей ТНВД.

При использовании НФО приближение температуры прецизионных деталей в процессе эксплуатации к температуре отпуска, которая была при изготовлении деталей, или превышение этой температуры вызовет их отпуск, приводящий, как правило, к изменению размеров и геометрии деталей, что неблагоприятно скажется на зазорах между прецизионными деталями. Таким образом, прецизионные детали ТНВД, предназначенные для подачи НФО (температурой 130...140 °С), при изготовлении должны иметь более «высокий» отпуск при температуре не менее 180...200 °С. Однако это приводит к уменьшению твердости прецизионных деталей и, как следствие, к худшим характеристикам при эксплуатации.

Выходом из данной ситуации является разработка технологий изготовления прецизионных деталей с поверхностным упрочнением контактируемых поверхностей, например, азотирование, осуществляемое при температуре 500...525 °С, в ходе которого происходит диффузионное насыщение поверхностного слоя деталей различными элементами и повышение твердости, износостойкости, сопротивления усталости и контактной выносливости, а также защита от электрохимической и газовой коррозии. Таким образом, прецизионные детали из стали 30Х3ВА, в процессе изготовления подвергающиеся высокотемпературному отпуску (500...550 °С) с последующей азотацией поверхностного слоя, способны переносить рабочие температуры НФО.

В ЭТНВД применена технология нанесения упрочнения PVD (Physical Vapor Deposition) — физическое осаждение в вакууме паров нитрида

титана тонким слоем толщиной от нескольких десятых долей до нескольких единиц микрометров. Это покрытие по прочности фактически соответствует сапфиру, прочность которого уступает только алмазу. Покрытие обеспечивает защиту от коррозии, которую вызывают соленая вода и агрессивные моющие вещества. Это немаловажно при использовании контактирующего с деталями НФО, в котором присутствуют примеси веществ, способных вызвать коррозию прецизионных пар. Благодаря высокой твердости поверхностного слоя детали имеют высокую стойкость к кавитационному износу.

В конструкции ЭТНВД не обойтись без неподвижных уплотнений. Традиционно в качестве уплотняющих материалов применяют маслобензостойкие резины на основе фторкаучуков и мягкие металлы. Медные уплотняющие кольца выдерживают относительно высокие значения эксплуатационной температуры, но использование медных колец ограничено формой и типом уплотнения, поэтому не всегда удается использовать медные кольца. Уплотняющие резиновые кольца из фторкаучука, которые максимально стойки к нефтепродуктам, например, резина ИРП-1345 с рабочим диапазоном температур –20...+200 °С, на первый взгляд, вполне соответствует требованиям по эксплуатации ТНВД на НФО с температурой 130...140 °С, однако срок службы кольца при такой температуре не превышает 900 ч, что недостаточно по сравнению с современными требованиями в 7 тыс. ч наработки дизеля до переборки. В таком случае ресурс кольца при работе ТНВД на дизельном топливе будет составлять 52,5 тыс. ч, т. е. 6 лет непрерывной работы (рис. 3).

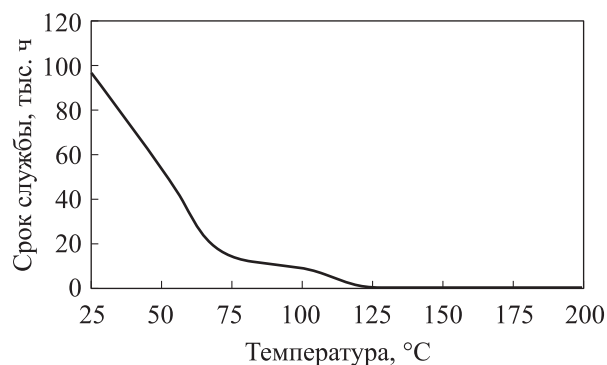


Рис. 3. Зависимость полного установленного срока службы резинового кольца от температуры эксплуатации

Одним из выходов из данной ситуации служит использование в ЭТНВД резинофторопластовых колец (РФК), конструкция которых позволяет сочетать высокие эластические свойства, присущие эластомерам, с теплостойкостью, химической стойкостью и антифрикционными свойствами, характерными для фторопласта. Сердечник из РФК или фторэластомера обеспечивает эластические свойства уплотнения и соответственно, надлежащий уровень контактных давлений на сопрягаемых поверхностях во всем диапазоне температур $-60...+220\text{ }^{\circ}\text{C}$, а оболочка из сополимеров фторопласта Ф4МБ или Ф-50 обеспечивает химическую устойчивость во всех промышленно применяемых средах.

Корпус электромагнитного привода быстродействующего клапана, как правило, изготавливают из полимеров, таких как полиамиды, которые стабильно сохраняют свои механические свойства при температурах до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, но для работы при температуре $140...150\text{ }^{\circ}\text{C}$ не подходят. Лучшим материалом для изготовления корпуса электромагнита служит прессовочный материал ДСВ-2-Л, изготовленный на основе модифицированного фенолоформальдегидного связующего и наполнителя — стеклянных нитей. Данный материал предназначен для изготовления деталей прямым литьевым прессованием с последующим отверждением, рабочий температурный диапазон таких деталей $-196...+200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для оценки быстродействия клапана выполнены расчеты по оптимизации магнитной системы привода клапана, в ходе которых определены и скорректированы параметры привода быстродействующего клапана.

Результаты испытаний ЭТНВД

В ходе разработки ЭТНВД и его изготовления с целью проверки его работоспособности и удовлетворения требованиям технического задания по обеспечению максимального давления и заданного времени срабатывания клапана проведены безмоторные испытания на топливном стенде с осциллографированием параметров работы ЭТНВД. В соответствии с принятой практикой, испытания проводили на дизельном топливе.

Для оценки быстродействия в конструкцию ЭТНВД был установлен аналоговый датчик на основе эффекта Холла SS49E, аналоговый выход которого был подключен к осциллографу.

С его помощью удалось получить графики перемещения клапана в реальном времени. Быстродействие клапана оценивалось временем закрытия T_2 и открытия T_4 клапана, значения которых не превышают $0,5\text{ мс}$ (рис. 4). Полученное время достаточно в судовом среднеоборотном двигателе для четких отсечек топлива, подачи малых порций и при необходимости реализации двухразового впрыскивания.

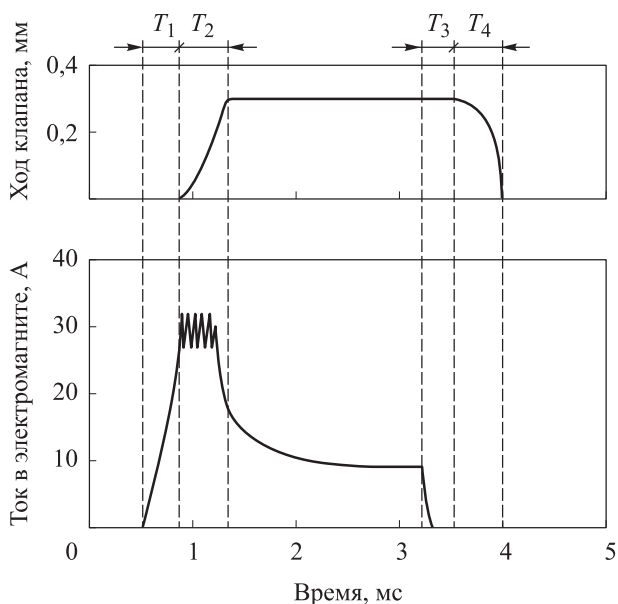


Рис. 4. Зависимости хода клапана и тока в электромагните от времени:

T_1 — время задержки закрытия клапана; T_2 — время закрытия клапана; T_3 — время задержки открытия клапана; T_4 — время открытия клапана

Подтверждение развиваемого давления осуществлялось по сигналу с быстродействующего преобразователя давления Trafag EPN 8298.90.2329.78.19.5M ($0...200\text{ МПа}$) с токовым выходом $4...20\text{ мА}$, установленного в конце нагнетательного трубопровода. Сигнал снимался с шунта (100 Ом), установленного в цепи преобразователя, и выводился на осциллограф АКИП-4125/2А (рис. 5).

Изображенная на рис. 5 кривая соответствует сложившейся практике. Так, под термином «давление впрыскивания» в действительности понимают регистрируемое без препарирования форсунки давление на ее входе. Истинное давление впрыскивания, относимое к предопловому каналу и используемое для расчета характеристик распыливания, ниже. В данном случае на основании пересчета параметров оно составля-

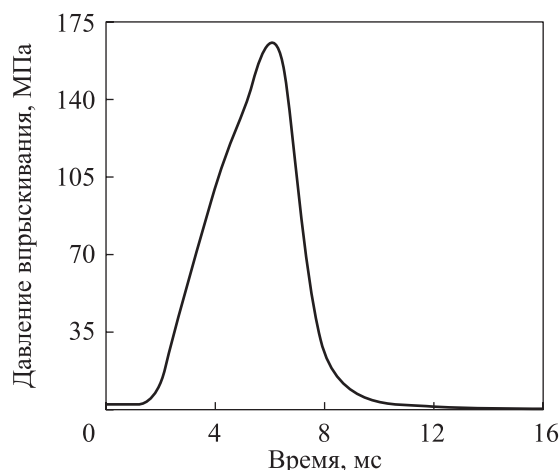


Рис. 5. Зависимость давления впрыскивания топлива от времени

ло 142 МПа. Однако даже эта диаграмма хорошо иллюстрирует пологий передний фронт и более крутой — задний, что соответствует требованиям к организации сгорания топлива.

Заключение

В ходе проделанной работы получены следующие выводы.

1. Согласно сформулированным с точки зрения топливной экономичности, технологичности изготовления компонентов ТПА и удовлетворения требованиям IMO Tier III основным требованиям к ТПА судового двигателя, требуется обеспечить давление впрыскивания не менее 160 МПа, быстродействие клапана ЭТНВД — не хуже 0,5 мс.

2. Результаты работы обосновывают право на существование систем непосредственного действия с электронным управлением для по-

дачи НФО, получение благоприятной для судового двигателя формы характеристики впрыскивания с пологим передним и крутым задним фронтами.

3. На уже сформированной технологической базе можно создать универсальную систему электронного управления подачей как дизельного, так и тяжелого топлива НФО.

4. Найдены технологические решения для серийно изготавливаемых ЭТНВД для работы на легких и тяжелых топливах. В частности, применены резинофторопластовые уплотнения, подобраны материалы и режимы термообработки, варианты износостойких покрытий. Разработана и освоена технология изготовления корпуса электромагнита из материала ДСВ-2-Л, устойчивого к компонентам тяжелого топлива и высоким температурам. Оптимизированы параметры электромагнита для обеспечения требуемого быстродействия с временем срабатывания менее 0,5 мс.

5. Выполненная работа способствует решению задачи по импортозамещению иностранной топливной аппаратуры системами электронного управления подачей топлива отечественного производства на базе предприятия ООО «ППП «Дизельавтоматика», серийно выпускающего топливную аппаратуру для среднеоборотных двигателей.

6. В настоящее время электронная система управления подачей топлива с ЭТНВД совместно с гидравлической форсункой является оптимальной для улучшения показателей дизеля с изначально механическими ТНВД благодаря минимальному изменению конструкции дизеля по сравнению с CR и насос-форсунками.

Литература

- [1] Фомин Ю.Я., Половинка Э.М., Шестопалов В.И. *Применение тяжелых топлив в судовых дизелях*. Москва, Транспорт, 1971, 192 с.
- [2] Белоусов Е.В. *Топливные системы современных судовых дизелей*. Санкт-Петербург, Лань, 2016, 256 с.
- [3] Park J., Jang J. H., Park S. Effect of Fuel Temperature on Heavy Fuel Oil Spray Characteristics in a Common-Rail Fuel Injection System for Marine Engines. *Ocean Engineering*, 2015, vol. 104, pp. 580–589. <http://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.06.002>
- [4] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation of Diesel Spray Flame. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18, pp. 51–65. <http://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [5] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, pp. 1620–1628. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>

- [6] Zhao J., Grekhov L., Denisov A., Onishchenko D. Operation-Related Features of Diesel Fuel Injection Systems at Pressures up to 400 MPa. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2022, vol. 983, art. no. 012058. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/983/1/012058>
- [7] Herrmann O., Nakagawa M., Kenhard M. et al. Ultra High Pressure and Enhanced Multiple Injection — Potentials for the Diesel Engine and Challenge for the Fuel Injection System. *Fuel Systems for IC Engines*, 2012, pp. 103–114. <https://doi.org/10.1533/9780857096043.4.103>
- [8] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper*, 2013, no. 2013-01-0882. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [9] Malastowski N.S., Barchenko F.B., Grekhov L.V., Kuleshov A.S. Shaping of Injection Rate for Reducing Emission Level of High-Speed Engine. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016, vol. 11, no. 23, pp. 11189–11198.
- [10] Марков В.А., Фурман В.В., Миронов В.А. Экспериментальные исследования электронной системы управления топливopодачей тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 38–48.
- [11] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливopодачи и управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [12] Niki Y., Hirata K., Kishi T. et al. SCR System for NO_x Reduction of Medium Speed Marine Diesel Engine. *CIMAC Congress*. 2010, Bergen, paper no. 228, 16 p.
- [13] Grekhov L.V., Dragan U.E., Denisov A.A. Injection Rate Shaping with Possibilities of Conventional Design Common Rail System. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2015, vol. 10, no. 5, pp. 3979–3986.
- [14] Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е. и др. *Электрогидравлическая форсунка с возможностью формирования закона подачи*. Патент № 2627741 Российская Федерация, 2017, бюл. № 23, 16 с.
- [15] Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е. и др. *Электрогидравлическая форсунка аккумуляторной топливной системы дизельного двигателя*. Патент № 2646170 Российская Федерация, 2018, бюл. № 7, 18 с.
- [16] Bucher J. Comparison of Several Methods of Improving the Part-Load Performance of a Medium-Speed Engine with a Two-Stage Turbocharging System. *CIMAC Congress*. 2010, Bergen, paper no. 99, 15 p.

References

- [1] Fomin Yu.Ya., Polovinka E.M., Shestopalov V.I. *Primenenie tyazhelykh topliv v sudovykh dizelyakh* [The Use of Heavy Fuels in Marine Diesel Engines]. Moscow, Transport Publ., 1971, 192 p. (In Russ.).
- [2] Belousov E.V. *Toplivnye sistemy sovremennykh sudovykh dizeley* [Fuel Systems of Modern Marine Diesel Engines]. Sankt-Petersburg, Lan' Publ., 2016, 256 p. (In Russ.).
- [3] Park J., Jang J. H., Park S. Effect of Fuel Temperature on Heavy Fuel Oil Spray Characteristics in a Common-Rail Fuel Injection System for Marine Engines. *Ocean Engineering*, 2015, vol. 104, pp. 580–589. <http://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.06.002>
- [4] Nishida K., Zhu J., Leng X. et al. Effects of Micro-Hole Nozzle and Ultra-High Injection Pressure on Air Entrainment, Liquid Penetration, Flame Lift-Off and Soot Formation of Diesel Spray Flame. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18, pp. 51–65. <http://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [5] Wang X., Huang Z., Zhang W. et al. Effects of Ultra-High Injection Pressure and Micro-Hole Nozzle on Flame Structure and Soot Formation of Impinging Diesel Spray. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, pp. 1620–1628. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>
- [6] Zhao J., Grekhov L., Denisov A., Onishchenko D. Operation-Related Features of Diesel Fuel Injection Systems at Pressures up to 400 MPa. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2022, vol. 983, art. 012058. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/983/1/012058>
- [7] Herrmann O., Nakagawa M., Kenhard M. et al. Ultra High Pressure and Enhanced Multiple Injection — Potentials for the Diesel Engine and Challenge for the Fuel Injection System. *Fuel Systems for IC Engines*, 2012, pp. 103–114. <https://doi.org/10.1533/9780857096043.4.103>
- [8] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper*, 2013, no. 2013-01-0882. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [9] Malastowski N.S., Barchenko F.B., Grekhov L.V., Kuleshov A.S. Shaping of Injection Rate for Reducing Emission Level of High-Speed Engine. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2016, vol. 11, no. 23, pp. 11189–11198.

- [10] Markov V.A., Furman V.V., Mironov V.A. Experimental Research of an Electronic Fuel Supply Control System of a Locomotive Diesel Engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2012, no. 1, pp. 38–48. (In Russ.).
- [11] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Sistemy toplivopodachi i upravleniya dizeley* [Diesel Fuel Supply and Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [12] Niki Y., Hirata K., Kishi T. et al. SCR System for NO_x Reduction of Medium Speed Marine Diesel Engine. *CIMAC Congress*. 2010, Bergen, paper no. 228, 16 p.
- [13] Grekhov L.V., Dragan U.E., Denisov A.A. Injection Rate Shaping with Possibilities of Conventional Design Common Rail System. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2015, vol. 10, no. 5, pp. 3979–3986.
- [14] Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E. et al. *Elektrogidravlicheskaya forsunka s vozmozhnost'yu formirovaniya zakona podachi* [Electro-Hydraulic Nozzle with the Possibility of Forming the Law of Supply]. Patent RF no. 2627741, bul. no. 23, 16 p. (In Russ.).
- [15] Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E. et al. *Elektrogidravlicheskaya forsunka akkumulyatornoy toplivnoy sistemy dizel'nogo dvigatelya* [Diesel Common Rail Injector]. Patent RF no. 2646170, bul. no. 7, 18 p. (In Russ.).
- [16] Bucher J. Comparison of Several Methods of Improving the Part-Load Performance of a Medium-Speed Engine with a Two-Stage Turbocharging System. *CIMAC Congress*. 2010, Bergen, paper no. 99, 15 p.

Материалы получены редакцией 04.03.2023

Сведения об авторах

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

Черезов Игорь Александрович — ведущий конструктор проекта ООО «ППП «Дизельавтоматика». E-mail: rw4cvz@mail.ru

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

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

Cherezov Igor Alexandrovich — Leading Project Designer, LLC Manufacturing Enterprise Diesel-avtomatika. E-mail: rw4cvz@mail.ru

Furman Viktor Vladimirovich — Dr. Sci. (Eng.), Director, LLC Manufacturing Enterprise Diesel-avtomatika. E-mail: dizavt@overta.ru

Markov Vladimir Anatolievich — 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:

Грехов Л.В., Черезов И.А., Фурман В.В., Марков В.А. Проектирование системы подачи тяжелого топлива судового двигателя с электронным управлением. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 14–22. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.14-22>

Citation:

Grekhov L.V., Cherezov I.A., Furman V.V., Markov V.A. Designing a Heavy Fuel Supply System for the Electronically Controlled Marine Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 14–22. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.14-22>

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.2.23-34

Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя

А.В. Пассар¹, Ю.Я. Фершалов²

¹ Вычислительный центр Дальневосточного отделения РАН

² Политехнический институт ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет»

Relation between the Radial-axial Turbine Radiality Degree and the Turbine Operation Efficiency as Part of a Piston Engine

A.V. Passar¹, Yu.Ya. Fershalov²

¹ CC FEB RAS

² Polytechnic Institute of the Far Eastern Federal University

Актуальность исследований обусловлена повышенным вниманием конструкторов к созданию высокоэффективных турбин (радиально-осевого типа) для турбонаддува, используемых в двигателестроительном секторе. В статье приведены результаты исследований влияния степени радиальности радиально-осевой турбины на эффективность ее работы в составе поршневого двигателя. Исследования выполнены на основе нового подхода к проектированию и оценке качества работы турбины. В структуре предлагаемого метода (расчеты выполнены для среднего радиуса) представлены значения вычисленных газодинамических параметров при квазиустановившемся характере обтекания рабочих лопаток. Для проверки адекватности результатов расчетов по предлагаемой методике проведен анализ сопоставления вычисленных значений параметров турбины с экспериментальными значениями. Продemonстрировано, что с ростом радиальности КПД турбины и, соответственно, мощность падают. Приведены значения газодинамических параметров, рассчитанных путем математического моделирования термогазодинамической системы комбинированного поршневого двигателя при обтекании лопаток неустановившемся потоком. Анализ изменения исследованных свойств выявил негативные явления, приводящие к уменьшению значения КПД и связанные со снижением коэффициента использования располагаемой энергии импульса при увеличении степени радиальности турбины.

Ключевые слова: термогазодинамическая система комбинированного двигателя, рабочее колесо, радиально-осевая турбина, коэффициент напора, проточная часть, характеристики турбины, степень радиальности, степень реактивности

Relevance of this research is determined by increased attention of designers to creating high-performance turbocharging turbines (radial-axial type) used in the engine building. The article presents results of studying the influence of the radial-axial turbine radiality degree on the efficiency of its operation as part of the piston engine. The studies were carried out on the basis of a new approach to design and assessment of the turbine operating quality. The structure of the proposed method (calculations were made for the average radius) includes values of the calculated gas-dynamic parameters with the flow quasi-steady nature around the rotor blades. To check adequacy of the calculation results by the proposed method, comparison was analyzed between the turbine parameters calculated values and the experimental values. It was shown that with the increasing radiality, the turbine efficiency and, accordingly, the power were decreasing. Values of the gas-dynamic parameters calculated by mathematical simulation of the thermogas-dynamic system of a combined piston engine with the unsteady flow around the blades are provided. Analysis of alterations in the studied properties revealed negative phenomena that led to a decrease in the efficiency value and were associated with a decrease in the utilization factor of the available pulse energy with an increase in the turbine radiality degree.

Keywords: combined engine thermos-gas-dynamic system, impeller, radial-axial turbine, pressure coefficient, flow path, turbine characteristics, radiality degree, reactivity degree

Введение

На современном этапе развития двигателестроения, когда основные вопросы, связанные с эффективностью используемых в народном хозяйстве двигателей, в общем решены, дальнейшее развитие намечается в области инновационных решений, поиск которых следует вести непрерывно. Именно поэтому не прекращаются исследовательские работы, цель которых — повысить энергетические и снизить массогабаритные характеристики двигателей, в частности, благодаря применению турбонаддува. Результаты этих исследований публикуются в авторитетных периодических журналах [1–3]. Агрегат турбонаддува, кроме всего прочего, включает в себя турбину, энергетическая эффективность которой вносит существенный вклад в эффективность всего двигателя.

Исследования ведутся теоретическими методами, позволяющими определять влияние на эффективность различных элементов проточной части турбин. В качестве примера можно привести результаты исследований, изложенные в работе [4], и распространение результатов изучения конкретной турбины на турбину, имеющую в своем составе элементы конструкций, отличающихся от ранее исследованных [5]. Кроме теоретических подходов не потерял актуальность экспериментальный подход, который позволяет решать задачи, на данный момент невыполнимые с помощью теоретических методов, или подтвердить выводы, полученные теоретическим путем [6–8].

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции турбины для турбокомпрессора, процессы, происходящие в ее проточной части, имеют очень сложную физическую природу. По этой причине всю проточную часть турбин рассматривают в первом приближении, поэлементно. Необходимость таких исследований подтверждена рядом работ, например, [9–11], в которых рассмотрено изменение параметров потока в области между сопловым аппаратом (СА) и рабочим колесом (РК) в зависимости от газодинамических и конструктивных особенностей самих СА и РК.

В связи с вышесказанным в статье рассматривается задача, новое решение которой позволяет дополнить существующие методы теоретического исследования результатами, полученными экспериментальным путем. Это по-

зволит повысить уровень адекватности результатов и существенно приблизит решение такой проблемы газовой динамики турбинных ступеней, как низкая эффективность радиально-осевых турбин (РОТ) привода компрессоров, наддува двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Исследования направлены на снижение удельного расхода топлива за счет повышения КПД РОТ. Работа построена на основе результатов математической имитации газодинамических явлений с помощью нового метода при разработке и расчете конфигурации проточной части РОТ.

Известно, что конструктивные параметры компонентов РОТ, через которые происходит течение газа, существенным образом влияют на КПД турбины, а следовательно, и на КПД двигателя, что увеличивает его удельный расход топлива. Это явление иллюстрируется в работах [12–16], в которых показано, что путем корректировки размеров проточной части в турбине можно снизить удельный расход топлива на 6–8 г/(кВт · ч) при расчетном режиме работы, на частичных режимах — значительно больше.

До сих пор разработка проточных частей РОТ в отечественном дизелестроении идет чаще всего интуитивно с реализацией большого объема экспериментальных работ, что требует огромных финансовых затрат. В связи с этим устанавливаемые на ДВС отечественные РОТ не обладают достаточным уровнем совершенства. А с учетом количества двигателей, эксплуатируемых в народном хозяйстве России, становится понятно, что недостаточно высокая эффективность РОТ для наддува дизелей является проблемой повышенной актуальности. Решение этой проблемы позволит улучшить газодинамические характеристики радиально-осевых турбин для наддува, и соответственно, повысить КПД комбинированных ДВС.

Одним из основных геометрических параметров, определяющих эффективность РОТ, является радиальность РК

$$\mu = \frac{R_{2cp}}{R_1},$$

где R_{2cp} — средний радиус в выходном сечении РК; R_1 — радиус входа в РК.

Радиальность сильно влияет на качественную структуру потока в каналах РК и пропускную способность РОТ. Нахождение значения степени радиальности — серьезный момент,

потому что она является фактором, определяющим значение силы Кориолиса и возможность отрыва потока от корневой поверхности меридионального контура РК. В случае отрыва потока теряется возможность гарантировать необходимый расход газа через РОТ, что ведет к недополучению двигателем необходимого количества наддувочного воздуха.

Анализ характеристик, найденных для среднего радиуса РК, показывает [17], что по мере уменьшения радиальности наблюдается увеличение эффективности рабочего колеса за счет возрастания доли теоретической работы, производимой кориолисовыми силами. При малых размерах втулки РК не представляется возможным разместить необходимое число лопаток для выполнения условий, чтобы течение газа было безотрывным. Это связано с загромождением площади проходного сечения.

Статья [18] посвящена результатам исследований воздействия радиальности на структуру потока в межлопаточном канале рабочего колеса РОТ. Исследования выполнены на основе модели течения в межлопаточном канале невязкого сжимаемого газа осесимметричного вида, имеющего вихревой характер. Выявлено, что при снижении радиальности РК с 0,57 до 0,47 появляется отрывная зона в РК, поэтому оптимальным значением степени радиальности будет 0,57.

В работах [19, 20] приведены результаты экспериментов, целью которых было определить КПД РОТ в зависимости от радиальности. Разные значения степени радиальности обеспечивали варьированием диаметра втулки. Повышение эффективного КПД РОТ с 0,775 до 0,825 происходило при уменьшении радиальности с 0,627 до 0,513.

Согласно рекомендациям, приведенным в работе [21], значение параметра радиальности РОТ необходимо выбирать в диапазоне $\mu = 0,2 \dots 0,6$. Однако, как уже ранее упоминалось, при принятии этого параметра меньше 0,4 и малых размерах втулки РК невозможно разместить достаточное число лопаток, чтобы обеспечить безотрывное движение газа, потому что при этом происходит сильное загромождение проходного сечения РОТ.

Обобщение результатов исследований, выполненных рядом авторов, приведено в исследовании [22], где рекомендуется определять радиальность по формуле

$$\mu = \sqrt{(0,85 \dots 0,91) - \sqrt{\rho}},$$

где ρ — степень реактивности.

С учетом вышеприведенных рекомендаций принято решение провести собственное исследование эффективности РОТ в зависимости от радиальности РК.

Оптимизация профиля проточной части РОТ и оценка ее эффективности в стационарном потоке

На начальном этапе исследования решали задачу конструктивной оптимизации проточной части турбин типоразмера ТКР-14. Были представлены результаты проектирования для среднего радиуса меридианного сечения с помощью математической модели в одномерной квазистационарной постановке: турбина 1 имеет радиальность $\mu = 0,47$; турбина 2 — $\mu = 0,52$; турбина 3 — $\mu = 0,57$. Все они были рассчитаны для расхода газа $G_T = 0,45$ кг/с. Число лопаток РК: для турбины 1 — $z = 10$; для турбины 2 — $z = 12$; для турбины 3 — $z = 13$. Конструктивный угол выхода сопел СА во всех случаях $\alpha_1 = 18^\circ$. Конструктивный угол выхода РК во всех случаях $\beta_2 = 36^\circ$. Оптимизационные расчеты осуществляли методом неопределенных множителей Лагранжа [21, 23].

Результаты оптимизационного исследования приведены на рис. 1. В ходе оптимизации установлено следующее:

- при одном и том же массовом расходе газа и разных значениях радиальности необходимы лопатки с разной высотой в выходном сечении РК;

- с ростом радиальности оптимальная частота вращения РК снижается: для турбины 1 — $n_{TK} = 52590$ мин⁻¹; для турбины 2 — $n_{TK} = 49270$ мин⁻¹; для турбины 3 — $n_{TK} = 45740$ мин⁻¹.

Для сравнения на рис. 2 представлена исходная геометрия РК серийно выпускаемой турбины ТКР-14С-27.

Для определения КПД при проектировании проточных частей различных конфигураций авторы статьи применили разработанный алгоритм вычислений для среднего радиуса. Вычисление значений газодинамических характеристик проводили при одномерной квазистационарной постановке. Результаты вычислений представлены на рис. 3, где $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$ — КПД

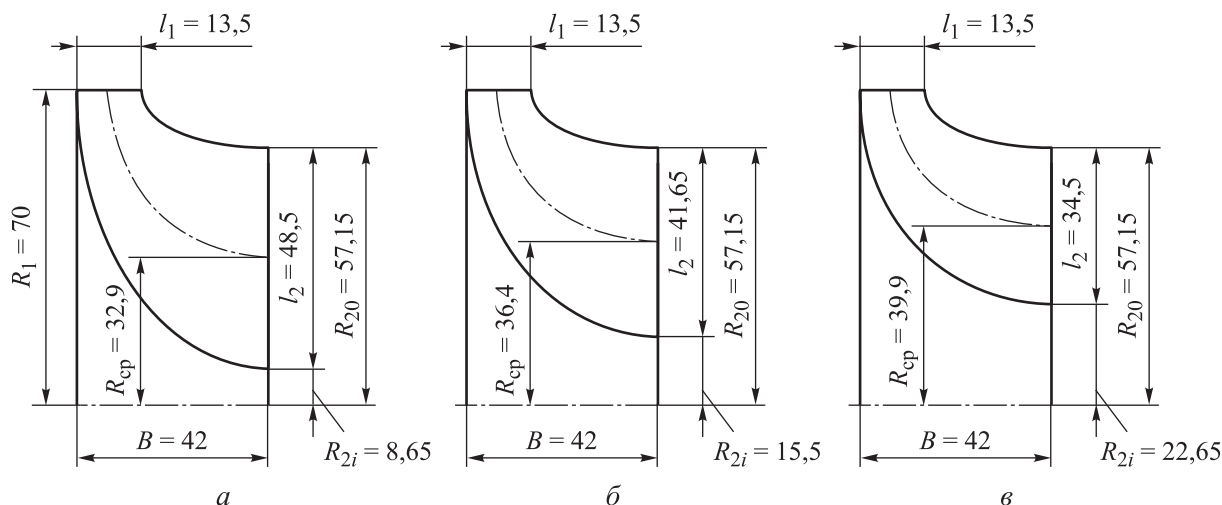


Рис. 1. Меридиональные проекции РК:
а — турбина 1; б — турбина 2; в — турбина 3

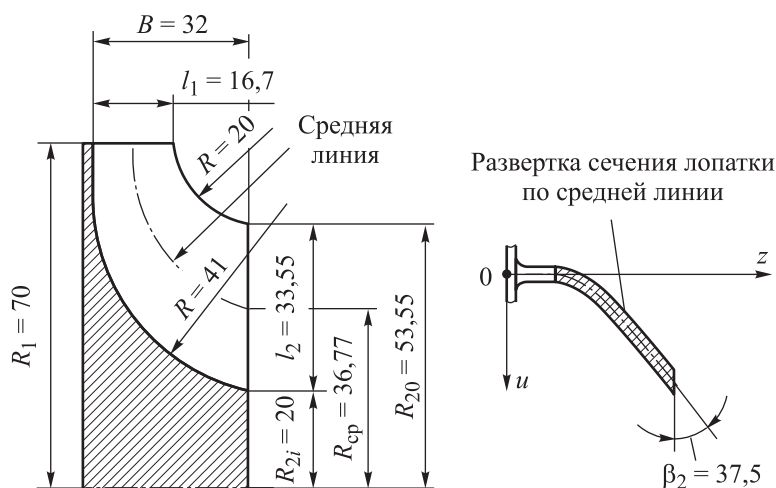


Рис. 2. Меридиональная проекция рабочего колеса серийно выпускаемой турбины

(рис. 3, а); $G_T = f_2(\bar{H}_T)$ — массовый расход газа РОТ (рис. 3, б); $\bar{H}_T$ — коэффициент напора течения газа.

Правомочность использования предложенного метода расчета проверяли путем сравнения характеристик серийной турбины, определенных экспериментально, с характеристиками, вычисленными путем расчета (рис. 3). В качестве экспериментальных результатов были использованы заводские характеристики турбины ТКР-14С-27, полученные на Уральском турбомоторном заводе. Поэтому в эти характеристики уже заложены заводские погрешности экспериментальных измерений. Погрешность результатов расчета

относительно результатов эксперимента определяли относительно именно заводских характеристик, значение этой погрешности составило 2 %.

Значения коэффициентов потерь кинетической энергии в межлопаточных каналах определяли по полуэмпирическим зависимостям, изложенным в работе [24].

Анализ полученных результатов показал следующее:

- незначительно возрастает КПД РОТ, причем для турбины 1 ($\mu = 0,47$) КПД выше, чем для турбин 2 и 3 ($\mu = 0,52$ и $\mu = 0,57$) (рис. 3, а);
- КПД турбин 1, 2, 3 выше, чем КПД серийной турбины (см. рис. 3, а);

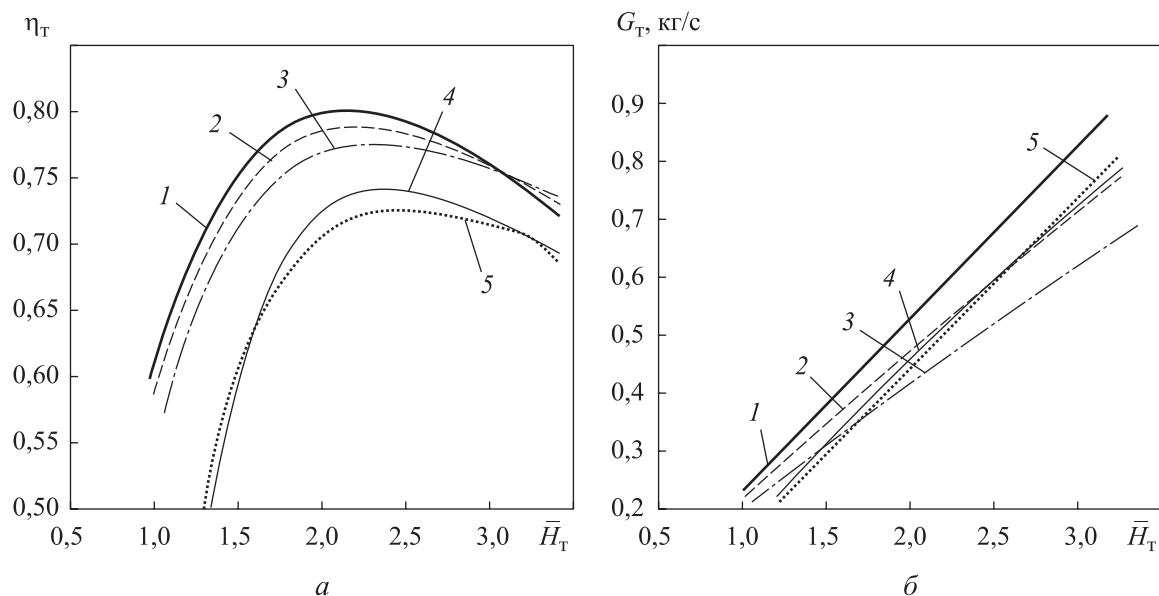


Рис. 3. Исследуемые характеристики РОТ:

a — КПД; *б* — расход газа; 1–3 — характеристики, полученные расчетным путем для турбин 1–3; 4 — характеристика серийной РОТ, полученная путем вычислений; 5 — экспериментальная характеристика серийной РОТ

— способность пропускать большой массовый расход газа через РОТ при увеличении коэффициента напора возрастает от турбины 3 к турбине 1 (рис. 3, б).

Анализ газодинамических характеристик турбины (см. рис. 3) свидетельствует о том, что при уменьшении радиальности рабочего колеса КПД турбины и расход газа через нее возрастают.

Реакция двигателя на присутствие разработанных радиально-осевых турбин

Немаловажным этапом данной работы была проверка согласованности спроектированных турбин с цилиндропоршневой группой двигателя и наддувочным компрессором. Проверка осуществлялась на основе замкнутой математической модели рабочих процессов двигателя. Кроме всего прочего, предлагаемая модель позволяет определить значение импульса давлений в выхлопном трубопроводе с учетом процессов в цилиндре двигателя и турбокомпрессоре (ТК), а также выявить результативность срабатывания этого импульса в РОТ.

Предложенная математическая модель имеет в своем составе ряд подмоделей: модель процессов в выхлопном трубопроводе, модель процессов в цилиндропоршневой группе и модель

процессов в блоке наддува (РОТ, компрессор и холодильник для наддувочного воздуха).

В данной статье приведены результаты расчета импульсов давления в выхлопном трубопроводе, выполненного на примере дизеля 6ЧН 18/22, который оборудован двухтрубным импульсным способом наддува и двухзаходной турбиной. Схема системы показана на рис. 4.

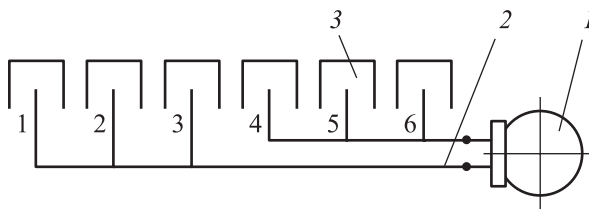


Рис. 4. Схема конструкции наддува дизеля 6ЧН 18/22:

1 — ТК; 2 — трубопровод; 3 — цилиндр

Выхлопной трубопровод. Математическая модель процессов в нем основана на решении смешанной задачи Коши для труб с неизменной площадью поперечных сечений по длине трубы. В качестве допущения газ в трубопроводе считается квазивязким совершенным газом. Движение потока представлено в виде одномерного адиабатного течения. Принятые допущения позволяют описать движение газа уравнениями

сохранения в дифференциальной форме (уравнения — неразрывности, движения и энергии):

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{2} = 0; \\ \frac{\partial S}{\partial t} + w \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где ρ — плотность; w — скорость; t — время; x — координата; p — давление; λ — коэффициент трения; D — диаметр трубопровода; S — удельная энтропия.

Систему уравнений (1) решали методом характеристик. С этой целью ее преобразовали в систему обыкновенных дифференциальных уравнений, для дальнейшего решения был применен метод Эйлера.

Поиск численного результата осуществляли на фиксированной пространственно-временной сетке в плоскости x, t (x — длина трубопровода, t — время) с использованием разностной схемы явного вида, что позволило проводить вычисления по временным слоям. Особое внимание было уделено заданиям граничных условий для РОТ и цилиндра.

Было учтено, что цель работы предполагает оценку эффективности использования импульса давления в РОТ с оценкой ее КПД, мощности и других параметров. В связи с этим был применен такой тип граничных условий, согласно которому всю проточную часть РОТ заменяли моделью эквивалентного ей сопла. Это позволило определять площадь эффективного проходного сечения в процессе вычисления характеристик РОТ. В качестве допущения поток в сопле был принят одномерным и изоэнтропным. Это позволило применить для участка «трубопровод — выходное сечение РОТ» уравнения неразрывности, энергии и адиабатного изменения состояния. Уравнения были дополнены уравнениями волны (прямой и отраженной) в граничном выходном сечении трубопровода. Полученную систему уравнений решали модифицированным методом Ньютона неразрывно с вычислением характеристик РОТ.

Цилиндр двигателя. Математическая модель параметров газа в нем состояла из уравнений первого закона термодинамики, сохранения массы и состояния.

Одним из принципиальных вопросов при моделировании рабочих процессов в цилиндре остается проблема описания процесса горения. Авторы применили «классическую» модель нулевой размерности. Модель опирается на расчет характеристик тепловыделения [25].

Граничные условия у цилиндра — одномерная модель сопла с эквивалентным с точки зрения квазистационарности и изоэнтропности характером течения. Взаимосвязь между параметрами потока в цилиндре и трубопроводе обеспечивается уравнениями энергии, неразрывности и адиабатического состояния. Решение выполняется совместно с уравнениями, описывающими прямую и отраженную волну на граничных сечениях. Реальность картины течения учтена коэффициентом расхода канала. Это делает возможным учет потерь в клапанной щели и на участке, где давление восстанавливается.

Турбина. При вычислении параметров РОТ применен метод расчета для среднего радиуса в одномерном квазистационарном приближении.

Компрессор. Фундамент, заложенный в математические модели центробежного (ЦБ) компрессора и РОТ идентичны. Поэтому алгоритм предусматривает расчет одномерного стационарного движения на среднем радиусе меридионального профиля с использованием уравнений энергии, неразрывности и состояния. Для реализации вычислительного процесса в алгоритм внесены эмпирические зависимости для учета потерь в конструктивных элементах проточной части компрессора. Частота вращения ротора ТК определяется в ходе расчета из баланса мощностей турбины и компрессора.

Верификацию предлагаемой математической модели выполняли поэлементно, анализируя результаты сравнения экспериментально полученных и вычисленных результатов: пульсация давления перед турбиной и самих ее характеристик, а также параметров компрессора, нагрузочных характеристик для ряда угловых скоростей.

В общем и целом представленная математическая модель представляет собой самостоятельный инструмент, позволяющий решать задачи согласования устройства наддува и цилиндропоршневой части комбинированного дизеля с определением всех необходимых параметров.

Пульсации давления в выхлопном трубопроводе на входе в РОТ вычислены на основе

математического моделирования термогазодинамических процессов, имеющих место в комбинированном дизеле 6ЧН 18/22, и приведены на рис. 5. Вычислительный эксперимент показал, что импульс как характеристика пульсаций давления на входе в РОТ остался практически таким же. По мнению авторов, это произошло по причине того, что на формирование самого импульса влияет пропускная способность турбины. Подбор оптимальных геометрических параметров турбин на один и то же расход осуществляли методом множителей Лагранжа, который позволяет подобрать геометрию турбин так, что пропускная способность этих турбин не изменяется.

Для проверки адекватности замкнутой математической модели рабочих процессов в дизеле был рассчитан импульс давления p_0^* при входе в серийно выпускаемую РОТ ТКР-14С-27 и проведено сравнение с экспериментально измеренным импульсом давлений (рис. 6). Результаты сравнения экспериментального и расчетного импульса давления при входе в штатную РОТ показали, что они достаточно хорошо совпадают между собой.

В четырехтактном дизеле с турбонаддувом существует возможность заметного повыше-

ния качества процессов газообмена и снижения тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы в результате организации продувки цилиндра. Продувка происходит в период перекрытия фаз газораспределения при наличии положительного перепада давлений между впускным и выпускным трубопроводами. В этом случае свежий заряд поступает в цилиндр, интенсивно вытесняя отработавшие газы. По этой причине для двигателей с газотурбинным наддувом продолжительность перекрытия фаз увеличивают таким образом, чтобы она соответствовала углу поворота коленчатого вала (ПКВ) $\varphi = 80 \dots 140^\circ$. У исследуемого двигателя 6ЧН 18/22 перекрытие фаз газораспределения составляет 105° .

Оценить эффективность продувки цилиндров можно по значению перепада давления на продувку, а также по условной располагаемой продолжительности продувки $\Delta\varphi$ — периоду в градусах поворота коленчатого вала, в течение которого перепад давлений Δp положителен. Также следует учитывать характер кривой давления в выпускном трубопроводе — уровень плавности, появление отраженных волн. Последнее очень плохо, поскольку вызывает снижение качества продувки и наполнения, что приводит

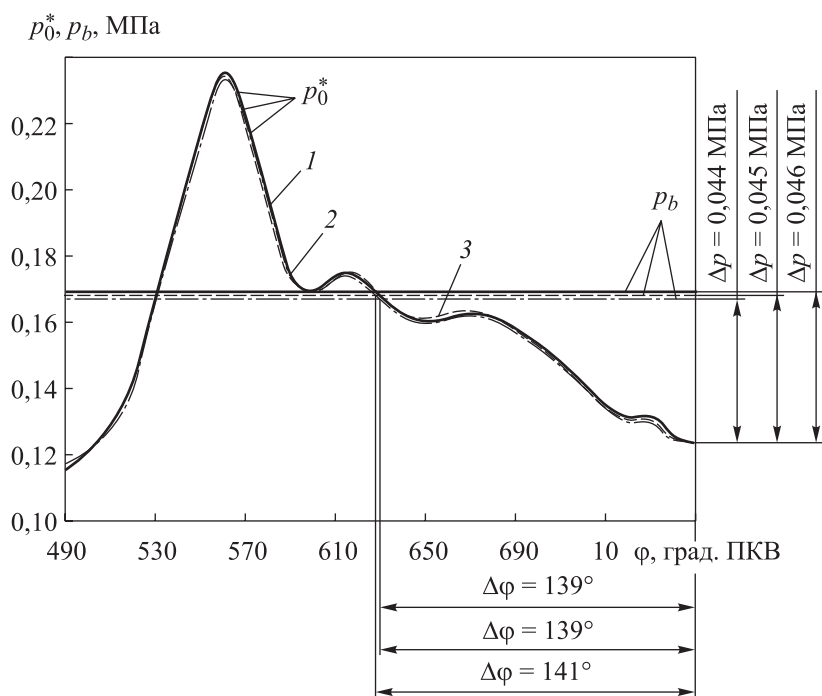


Рис. 5. Расчетные импульсы давлений и расчетное давление наддува:

1 — турбина 1; 2 — турбина 2; 3 — турбина 3

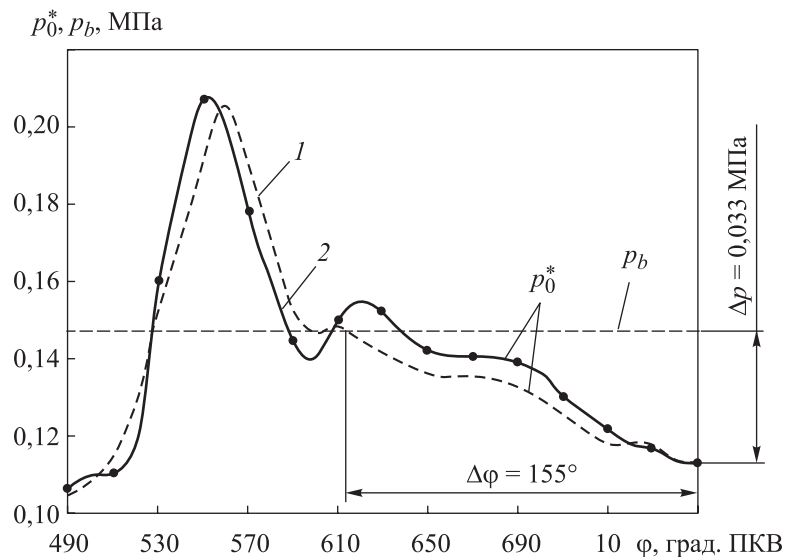


Рис. 6. Импульс давлений при входе в штатную турбину:

1 — расчет; 2 — эксперимент

к росту удельного расхода топлива [26]. Чем круче кривая давления, тем меньшая располагаемая продолжительность продувки может быть использована при выборе реальной величины перекрытия фаз газораспределения.

С точки зрения газообмена и продувки цилиндра при снижении радиальности РК происходит следующее (см. рис. 5):

- давление в выпускном трубопроводе при входе в РОТ меняется слабо;

- реальная продолжительность продувки цилиндров $\Delta\phi$ остается практически неизменной. Она несколько ниже, чем расчетная у штатной турбины (см. рис. 6), но если учесть, что у исследуемого двигателя перекрытие фаз газораспределения составляет 105° , то значения $\Delta\phi = 139^\circ - 141^\circ$ хватает для продувки цилиндра данного двигателя с запасом;

- перепад давлений на продувку Δp также остается практически неизменным и значительно превосходит перепад давлений со штатной турбиной.

Эффективность использования импульса давления

Программный комплекс замкнутого математического моделирования термогазодинамической системы дизеля позволяет определить число оборотов ротора ТК на основе баланса мощностей турбины и компрессора. Для турбины 1 — $n_{\text{ТК}} = 39\,870 \text{ мин}^{-1}$, для турбины

2 — $n_{\text{ТК}} = 39\,680 \text{ мин}^{-1}$, для турбины 3 — $n_{\text{ТК}} = 39\,250 \text{ мин}^{-1}$. То есть их частота вращения не совпадает с оптимальной частотой вращения, которая была определена ранее, она значительно ниже. Это объясняется условиями совместной работы турбины и компрессора.

Найденные числа оборотов и гипотеза квазистационарности позволяют применить предлагаемый метод расчета для среднего радиуса при определении эффективности срабатывания импульса давления в РОТ, что оценивается как КПД срабатывания импульса:

$$\eta_{\text{т.и}} = \frac{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{т}} d\tau}{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} d\tau}, \quad (2)$$

где $H_{\text{т}}$ — мгновенное значение изоэнтальпийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за РОТ, Дж/кг; $G_{\text{т}}$ — мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с; $\eta_{\text{т}}$ — мгновенные величины эффективного КПД РОТ; τ — продолжительность импульса.

Рассчитанные функции КПД РОТ в зависимости от угла ПКВ приведены на рис. 7. Хорошо видно, что эффективность РОТ растет по мере снижения степени радиальности, поэтому КПД турбин 1, 2 и 3 выше, чем КПД штатной РОТ. Расчетный коэффициент использования импульса:

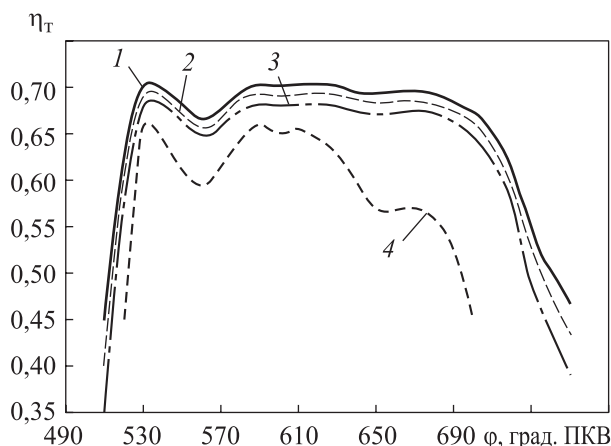


Рис. 7. Эффективный КПД РОТ за время выпуска:
1 — турбина 1; 2 — турбина 2; 3 — турбина 3; 4 — штатная турбина

для турбины 1 — $\eta_{т.и} = 0,682$; для турбины 2 — $\eta_{т.и} = 0,673$; для турбины 3 — $\eta_{т.и} = 0,667$; для штатной турбины — $\eta_{т.и} = 0,61$. Таким образом, по мере уменьшения радиальности рабочего колеса эффективность срабатывания импульса возрастает.

Расчетное изменение расхода газа через РОТ за время выпуска представлено на рис. 8. Видно, что с изменением радиальности РК расход газа в проточной части практически не меняется. В диапазоне изменения угла ПКВ 590...700° расход РОТ 1, 2 и 3 несколько превышает расход штатной РОТ.

Изменение эффективной мощности РОТ за время выпуска показано на рис. 9. Видно, что при смене степени радиальности РК эффек-

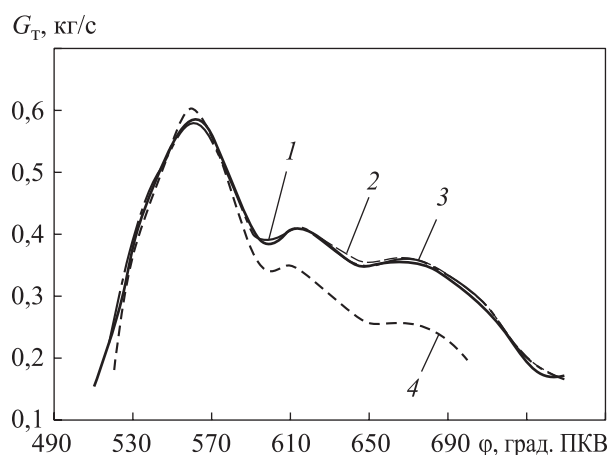


Рис. 8. Расчетный расход газа через РОТ за время выпуска:
1 — турбина 1; 2 — турбина 2; 3 — турбина 3; 4 — штатная турбина

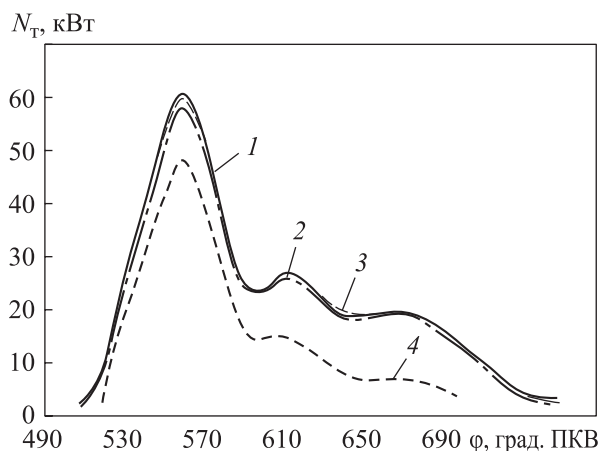


Рис. 9. Эффективная мощность турбин за время выпуска:

1 — турбина 1; 2 — турбина 2; 3 — турбина 3; 4 — штатная турбина

тивная мощность РОТ меняется незначительно. При всех значениях угла ПКВ эффективная мощность всех исследованных РОТ превышает мощность штатной РОТ.

Заключение

По результатам проведенных расчетных исследований можно сделать следующие основные выводы.

1. При оптимальном проектировании турбиной ступени методом множителей Лагранжа на один и тот же расход газа через РОТ, одни и те же конструктивные углы выхода СА и РК при снижении радиальности от 0,57 до 0,47 возрастает высота лопатки на выходе РК, также растут оптимальные частоты вращения ротора ТК.

2. При вычислении импульса давлений в выхлопном трубопроводе на входе в оптимально спроектированные РОТ частота вращения ротора ТК, определенная на основе баланса мощностей турбины и компрессора, не совпадает с оптимальной частотой, определенной при проектировании ступени методом множителей Лагранжа.

3. Уменьшение степени радиальности РК с 0,57 до 0,47 не привело к изменению располагаемой продолжительности продувки. Для турбин 1, 2 и 3 значение $\Delta\phi = 139...141^\circ$; это на $16...14^\circ$ ниже, чем у штатной турбины. Если учесть, что у исследуемого двигателя перекрытие фаз газораспределения составляет 105° , то значения $\Delta\phi = 139...141^\circ$ хватает для продувки цилиндра данного двигателя с запасом.

4. Перепад давлений на продувку Δp также остается практически неизменным и значительно превосходит по значению перепад давлений для штатной турбины.

5. Адекватность предложенного метода для расчета РОТ проверена путем сравнения расчетных и экспериментальных характеристик штатной турбины, полученных путем динамической продувки. Проверка показала, что погрешность не превышает 2 %. Это свидетельствует о качественном определении значений потерь энергии в проточной части по принятым полуэмпирическим зависимостям.

6. В ходе проверки адекватности, выполненной методом сравнения экспериментальных и расчетных результатов импульса давления

при входе в штатную турбину, установлено, что значения хорошо совпадают между собой.

7. Как показали проведенные расчетные исследования, наибольший КПД сработанного импульса имеет турбина 1 с радиальностью 0,47. Однако, как показали исследования, результаты которых представлены в работе [7], в РОТ с радиальностью 0,47 и 0,52 на номинальном режиме поток отрывается от внутренней поверхности меридионального контура. Поэтому был выбран вариант — РОТ с радиальностью РК 0,57.

8. Применение замкнутой математической модели комбинированного дизеля на стадии проектирования позволяет оценить принятые конструктивные параметры проточной части РОТ при работе в составе поршневого двигателя.

Литература

- [1] Плотников Л.В., Шестаков Д.С., Пономарев Д.А. Доводка системы турбонаддува дизеля 12ЧН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 67–75.
- [2] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Турбокомпрессоры фирмы “Abb Turbo Systems” с радиальной турбиной. *Двигателестроение*, 2016, № 4, с. 15–25.
- [3] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 76–83.
- [4] Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В. Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 55–66.
- [5] Fershalov Yu.Ya. Technique for Physical Simulation of Gasodynamic Processes in the Turbomachine Flow Passages. *Russian Aeronautics*, 2012, vol. 55, no. 4, pp. 424–429. <https://doi.org/10.3103/S1068799812040186>
- [6] Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of Designing Gas Microturbine Stages. *Energy*, 2021, vol. 218, p. 119488. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
- [7] Гришин Ю.А. Взаимодействие импульсов нестационарного течения потока газов с турбиной. *Двигателестроение*, 2017, № 2, с. 11–14.
- [8] Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with new design of nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.153>
- [9] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т. Обоснование и выбор метода исследования степени реактивности малорасходных турбин. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 322–331.
- [10] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т., Якубовский Ю.В., Карастелев Б.Я., Кончаков Е.И. Влияние конструктивных факторов на степень реактивности малорасходных турбинных ступеней. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 346–357.
- [11] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т. Влияние режимных факторов на степень реактивности малорасходных турбинных ступеней. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 332–345.
- [12] Ципленкин Г.Е. Обзор докладов по наддуву и турбокомпрессорам конгресса СИМАК – 1998 г. *Двигателестроение*, 1998, № 4, с. 42–45.
- [13] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 2014, № 2, с. 16–22.
- [14] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 2014, № 4, с. 19–28.
- [15] Николаев Н.И., Гинда О.П., Жук А.Н. Влияние площади соплового аппарата газотурбонагнетателя на эффективность главного судового двигателя в условиях эксплуатации. *Двигателестроение*, 2009, № 1, с. 45–47.
- [16] Tinsley D. Racking up Engine Performance. *Shipping World and Shipbuilding. Propulsion: Turbochargers*, 2007, June, pp. 10–15.

- [17] Балтер А.Е. КПД центростремительной турбины. *Труды Научно-автомоторного института*, 1964, № 63, с. 45–50.
- [18] Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Исследования 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.
- [19] Михненко Л.В., Динеев Ю.Н., Коваленко Б.Ф. Экспериментальные исследования влияния степени радиальности рабочего колеса радиально-осевой турбины на ее эффективность. *Труды Научно-автомоторного института*, 1971, № 127, с. 47–50.
- [20] Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. *Радиально-осевые турбины малой мощности*. Москва, Машиностроение, 1976, 208 с.
- [21] Митрохин В.Т. *Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах*. Москва, Машиностроение, 1974, 228 с.
- [22] Розенберг Г.Ш. *Центростремительные турбины судовых установок*. Ленинград, Судостроение, 1973, 216 с.
- [23] Чумаков Ю.А. *Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей*. Москва, ИНФРА-М, Форум, 2012, 448 с.
- [24] Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части как одна из проблем реализации комплексного подхода. *Вестник Тихоокеанского государственного университета*, 2011, № 1 (20), с. 79–90.
- [25] Петров В.А. Математическое описание характеристик тепловыделения в турбопоршневых двигателях на различных режимах. *Двигателестроение*, 1981, № 6, с. 3–5.
- [26] Симсон А.Э. *Газотурбинный наддув дизелей*. Москва, Машиностроение, 1964, 248 с.

References

- [1] Plotnikov L.V., Shestakov D.S., Ponomarev D.A. Fine-Tuning of the Turbocharging System of the Diesel Engine (18,5/21,5) in Accordance with the Industry Purpose. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 67–75. (In Russ.).
- [2] Tsipilenkin G.E., Iovlev V.I., Kozhenkov A.A. Turbochargers from Abb Turbo Systems Featuring Radial Turbine. *Engines Construction*, 2016, no. 4, pp. 15–25. (In Russ.).
- [3] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the Dynamic Properties of a Diesel Locomotive when Using Variable Geometry Turbine. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 76–83. (In Russ.).
- [4] Mesbakh M., Gribin V.G., Malysheva T.V. Investigation of the Effect of End-Wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 55–66. (In Russ.).
- [5] Fershalov Yu.Ya. Technique for Physical Simulation of Gasodynamic Processes in the Turbomachine Flow Passages. *Russian Aeronautics*, 2012, vol. 55, no. 4, pp. 424–429. <https://doi.org/10.3103/S1068799812040186>
- [6] Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of Designing Gas Microturbine Stages. *Energy*, 2021, vol. 218, p. 119488. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
- [7] Grishin Yu.A. Interaction between Nonstationary Gas Flow Pulses and Turbine Internal]. *Engines Construction*, 2017, no. 2, pp. 11–14. (In Russ.).
- [8] Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with new design of nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.153>
- [9] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T. Substantiation and Choice of the Method of Studying the Reactivity Level of Low-Consuming Turbines. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 322–331. (In Russ.).
- [10] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T., Yakubovskiy Yu.V., Karastelev B.Ya., Konchakov E.I. The Influence of Constructive Parameters on the Reactivity Level of Low-Consuming Turbines. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 346–357. (In Russ.).
- [11] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T. The Influence of Regime Factors on the Reactivity Level of Low-Consuming Turbine Stage. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 332–345. (In Russ.).
- [12] Tsipilenkin G.E. Overview of Reports on Supercharging and Turbochargers at the SIMAC Congress — 1998. *Engines Construction*, 1998, no. 4, pp. 42–45. (In Russ.).
- [13] Tsipilenkin G.E., Iovlev V.I. Turbocharging system optimization as a means to improve engine fuel efficiency. *Engines Construction*, 2014, no. 2, pp. 16–22. (In Russ.).
- [14] Tsipilenkin G.E., Iovlev V.I. Turbocharging system optimization as a means to improve engine fuel efficiency. *Engines Construction*, 2014, no. 4, pp. 19–28. (In Russ.).

- [15] Nikolaev N.I., Ginda O.P., Zhuk A.N. Efficiency of Mid-speed Marine Engine vs. its Turbocharger's Nozzle Block Cross-section Area. *Engines Construction*, 2009, no. 1, pp. 45–47. (In Russ.).
- [16] Tinsley D. Racking up Engine Performance. *Shipping World and Shipbuilding. Propulsion: Turbochargers*, 2007, June, pp. 10–15.
- [17] Balter A.E. Centripetal Turbine Efficiency. *Trudy Nauchno-avtomotornogo instituta*, 1964, no. 63, pp. 45–50. (In Russ.).
- [18] Passar A.V., Timoshenko D.V. Investigation of the Influence of the Degree of Radiality on the Flow Structure in the Flow Path of a Radial-Axial Turbine of a Gas Turbine Plant. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2017, vol. 328, no. 5, pp. 24–38. (In Russ.).
- [19] Mikhnenkov L.V., Dineev Yu.N., Kovalenko B.F. Experimental Studies of the Influence of the Degree of Radially of the Impeller of a Radial-Axial Turbine on its Efficiency. *Trudy Nauchno-avtomotornogo instituta*, 1971, no. 127, pp. 47–50. (In Russ.).
- [20] Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radial'no-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Radial-Axial Turbines of Small Power]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 208 p. (In Russ.).
- [21] Mitrokhin V.T. *Vybor 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.).
- [22] Rozenberg G.Sh. *Tsentrostremitel'nye turbiny sudovykh ustanovok* [Centripetal Turbines for Ship Installations]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1973, 216 p. (In Russ.).
- [23] Chumakov Yu.A. *Teoriya i raschet transportnykh gazoturbinnyykh dvigateley* [Theory and Calculation of Transport Gas Turbine Engines]. Moscow, INFRA-M Publ., Forum Publ., 2012, 448 p. (In Russ.).
- [24] Lashko V.A., Passar A.V. Calculation of the Kinetic Energy Loss Factor in the Flowing Part of a Turbine as One Problem in Implementing Complex Approach. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2011, no. 1 (20), pp. 79–90. (In Russ.).
- [25] Petrov V.A. Mathematical Description of Heat Release Characteristics in Turbo-Piston Engines in Various Modes. *Engines Construction*, 1981, no. 6, pp. 3–5. (In Russ.).
- [26] Simson A.E. *Gazoturbinnyy nadduv dizeley* [Gas Turbine Pressurization of Diesel Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964, 248 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 10.03.2023

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

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, Laboratory of Numerical Methods of Mathematical Physics, Computing Center of the FEB RAS. E-mail: passar_av@mail.ru

Fershalov Yuriy Yakovlevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, 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., Фершалов Ю.Я. Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 23–34. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.23-34>

Citation:

Passar A.V., Fershalov Yu.Ya. Relation between the Radial-axial Turbine Radiality Degree and the Turbine Operation Efficiency as Part of a Piston Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 23–34. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.23-34>

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 621.43.05:542.97

DOI: 10.18698/jec.2023.2.35-53

Определение значений коэффициентов каталитической конверсии монооксида углерода и несгоревших углеводородов в модифицированном малоразмерном двухтактном бензиновом двигателе

П.В. Литвинов^{1,2}, В.А. Борисов^{3,4}, В.Р. Ведрученко¹, З.Н. Грязнова⁴¹ Омский государственный университет путей сообщения² ООО «Моментум»³ Центр новых химических технологий института катализа СО РАН (филиал Института катализа имени Г.К. Борескова)⁴ Омский государственный технический университет

Determination of the Catalytic Conversion Coefficients of Carbon Monoxide and Unburned Hydrocarbons in the Modified Small-sized Two-stroke Gasoline Engine

P.V. Litvinov^{1,2}, V.A. Borisov^{3,4}, V.R. Vedruchenko¹, Z.N. Gryaznova⁴¹ Omsk State Transport University² Momentum LLC³ Center for New Chemical Technologies of the Institute of Catalysis of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (a branch of the Institute of Catalysis named after G.K. Borekov)⁴ Omsk State Technical University

Актуальность статьи обусловлена необходимостью повышения экологических показателей современных транспортных, авиационных и стационарных двигателей внутреннего сгорания. В работе показаны преимущество и эффективность применения поршней, модифицированных каталитическими материалами в целях снижения содержания монооксида углерода и углеводородов в отработавших газах бензиновых двухтактных двигателей. Эффективность применения поршней, модифицированных каталитическими материалами, подтверждена испытанием бензинового двигателя 1Д 4,5/3,5 в рамках эксперимента, состоящего из девяти парных опытов для различных режимов работы и теплового состояния двигателя. Показано, что по сравнению с оригинальным поршнем применение модифицированного поршня обеспечивает сокращение выбросов углеводородов в среднем от 23 до 42 % и выбросов монооксида углерода в среднем от 45 до 53 % в зависимости от режима работы двигателя внутреннего сгорания при использовании медно-марганцевого катализатора. При этом, согласно результатам моделирования с заданными параметрами, вследствие повышения экологичности процесса сгорания мощность и эффективный КПД незначительно увеличиваются. На основе полученных в ходе эксперимента данных предложены эмпирические коэффициенты каталитической конверсии углеводородов и монооксида углерода.

Ключевые слова: каталитические материалы, двухтактный двигатель, поршень, снижение выбросов вредных веществ, плазменно-электролитическое окисление, коэффициент каталитической конверсии, модификация поверхности поршня, рабочий процесс двигателя

Relevance of the article is due to the need to improve ecological performance of modern transport, aviation and stationary internal combustion engines. The paper presents advantage and efficiency of using the pistons modified with catalytic materials to reduce the carbon monoxide and hydrocarbons content in the exhaust gases of a two-stroke gasoline engine. Effectiveness of using pistons modified with the catalytic materials was confirmed by testing the 1D 4.5/3.5 gasoline engine as part of the experiment consisting of nine paired tests for various operating modes and thermal state of the engine.

It is shown that, compared with the original piston, introduction of a modified piston ensures reduction in the hydrocarbon emissions by an average of 23 to 42 % and in the carbon monoxide emissions by an average of 45 to 53 % depending on the operating mode of the internal combustion engine when using the copper-manganese catalyst. At the same time, according to the results of simulation with the given parameters and due to an increase in the ecological friendliness of the combustion process, power and effective efficiency were slightly increasing. Based on the data obtained during the experiment, empirical coefficients of the catalytic conversion of hydrocarbons and carbon monoxide are proposed.

Keywords: catalytic materials, two-stroke engine, piston, hazardous substances emission reduction, plasma electrolytic oxidation, catalytic conversion ratio, piston surface modification, engine operation

Введение

Производство бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одним из приоритетных направлений в машиностроении, обеспечивающих решение ряда научно-технических проблем, связанных со сферами автомобилестроения, авиастроения, сельского хозяйства, промышленной теплоэнергетики и энергетики в целом. Компактность и мощность бензиновых ДВС позволяет применять их в различных отраслях, что указывает на их последующее долгосрочное применение [1, 2]. Однако по экологическим параметрам бензиновые ДВС уступают дизельным, что, в свою очередь, заставляет инженеров-конструкторов искать пути повышения их экологической безопасности. В то же время различные требования к конструкциям и регламенты для ДВС, применяемых в авиации, автоспорте или, например, в сельском хозяйстве, не позволяют вносить глобальных изменений в их конструкцию.

Повышение экологической безопасности имеет несколько путей развития (электромобили, биотоплива и т. д.). После изучения литературы [1–15] было выдвинуто предположение, что внедрение каталитических материалов в поверхность поршня с предварительным плазменно-электролитическим оксидированием позволит сократить выбросы углеводородов и монооксида углерода.

Применение каталитических материалов для конверсии углеводородов и монооксида углерода в двигателестроении стало массовым начиная с середины 1970-х годов, когда появился первый серийный каталитический нейтрализатор. При этом исследование и разработка процессов начинались в 1950-е годы. Ужесточение норм выбросов вредных веществ как для автомобильных, так и для стационарных ДВС, начавшееся с 1988 г., дало импульс распростра-

нению каталитических нейтрализаторов в двигателестроении.

Автомобильные катализаторы окисления первого поколения (1975–1980) были построены на основе платины Pt и палладия Pu в силу высокой активности и стабильности при окислении монооксида углерода CO и метана CH. Катализаторы первого поколения могли содержать от 1 до 2,5 % металлов платиновой группы (МПГ), поэтому предпринимались попытки использовать оксиды неблагородных металлов, таких как хром Cr, никель, кобальт Co, медь Cu и магний Mg, с разной степенью успешности. Другой проблемой являлось использование в топливе свинца, что привело к принятию закона, требующего его полного удаления из автомобильного топлива. Еще одним важным внедрением тех лет было применение в качестве носителей для активных компонентов экструдированных керамических монолитных блоков с параллельными открытыми каналами [3–5].

После ужесточения экологических правил в 1980 г. исследования каталитических материалов привели к использованию родия в качестве катализатора восстановления оксидов NO и NO₂, в то время как Pt и Pu были лучшим решением для реакций окисления как CO, так и CH. Данные катализаторы принадлежали ко второму поколению. Уникальность таких катализаторов заключается в том, что они работают при стехиометрических соотношениях воздуха и топлива, которые совместимы с удалением всех трех загрязняющих веществ. При богатой смеси некоторая часть CO и CH вступает в реакцию с H₂O, образуя H₂ для восстановления NO_x. Остаточный CO также участвует в восстановлении NO_x.

Для достижения контроля над работой двигателя и обеспечения узкого соотношения воздуха и топлива, необходимого для трехкомпонентных катализаторов, фирмами Bosch

и General Motors был разработан датчик O_2 , также называемый I-зондом.

Третье и четвертое поколения катализаторов связаны с развитием использования палладия в качестве каталитического материала и появлением впрыска топлива. В этот период карбюраторную систему питания начала вытеснять система впрыска, а каталитические нейтрализаторы стали располагаться наиболее близко к ДВС. Это привело к проблеме, связанной с их работой на непрогретом ДВС, а также заставило объединить каталитический нейтрализатор с сажевым фильтром, в результате чего появились четырехкомпонентные нейтрализаторы. Успех технологии Pd/Rh был достигнут благодаря сочетанию нескольких достижений как в развитии катализа, так и в улучшении эксплуатации ДВС, включая лучший контроль процессов сгорания и впрыска топлива. Этому же способствовало распространение топлива с низким содержанием серы [3, 6–8].

Основными проблемами описанных каталитических нейтрализаторов являются: дороговизна каталитических материалов, сложность изготовления, возникновение термических напряжений в каталитических блоках при быстром нагреве, высокое аэродинамическое сопротивление. Но главным недостатком каталитического нейтрализатора служит его малая эффективность на холостом ходу и/или при непрогретом («холодном») ДВС [9]. Несмотря на указанные проблемы, за рубежом и в Российской Федерации каталитические нейтрализаторы стали важным компонентом автомобильных и стационарных ДВС.

Одной из важных проблем, обусловленных вышеуказанными недостатками, остается конверсия углеводородов и оксидов углерода на режиме холостого хода и при непрогретом двигателе. Одним из способов решения данной проблемы является модификация поверхности поршня каталитическими материалами. Для осуществления такой модификации днище поршня должно иметь термобарьерный слой. По этой причине для такой модификации поверхность поршня подвергают предварительной плазменно-электролитической оксидации (ПЭО), описанной в работах [10–16].

В целях сокращения расходов на проведение экспериментов, а также установления наиболее подходящих, но относительно недо-

рогих материалов для внутрицилиндрового катализа был проведен ряд исследований [17–21], показавших, что наибольшую каталитическую активность имеют образцы Pd/SiO₂/Si-Al и CuCeO_x/SiO₂/Si-Al — полученные из калий-силикатного электролита, пропитанные солями предшественников и прокаленные при 500 °С. В связи с этим было решено провести трехэтапный эксперимент на двухтактном двигателе 1Д 4,5/3,5, последовательно снимая экологические характеристики с оригинальным, модифицированным медно-марганцевым катализатором и модифицированным палладиевым катализатором поршнем.

Экспериментальная установка для определения экологических характеристик с двигателем 1Д 4,5/3,5

Созданный комплекс представлял собой лабораторную установку (рис. 1), содержащую двухтактный двигатель 1Д 4,5/3,5 (позиция 1); ячейку охлаждения выпускных газов с кристаллическим наполнителем 2, включающую в себя змеевик 3; стекловолоконный фильтр 4, пропитанный деканом; пробоботборный клапан 5; вытяжную вентиляцию 6.

Преимущества комплекса открывали следующие возможности:

- использование реальной химической среды — ОГ бензинового двухтактного ДВС;
- определение каталитических свойств имеющихся материалов;
- простой и сравнительно быстрый отбор и анализ имеющихся проб;
- возможность регулировать и долговременно поддерживать имеющиеся режимы работы ДВС.

ДВС, используемый в работе, является двухтактным, одноцилиндровым, карбюраторным, его рабочий объем равен 52 см³. Воспламенение осуществляется принудительно от электрической свечи.

Производителем рекомендуется применять автомобильные топлива в смеси двухтактным маслом в соотношении 1:25. Смазка двигателя осуществляется двухтактным маслом, содержащимися в составе топлива. Комплект поршневых колец составляет две штуки. Поверхность поршня была модифицирована согласно методике, описанной в работах [17–19], до верхней кромки первого поршневого кольца. Стендовые

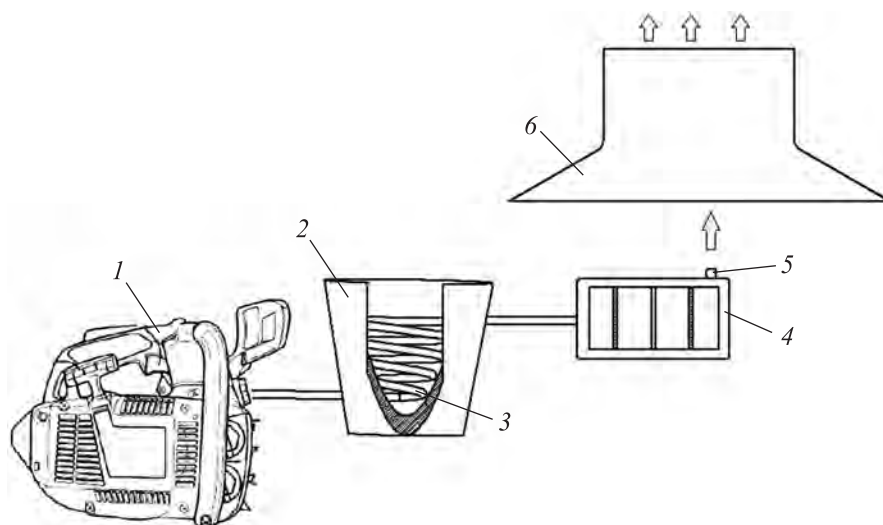


Рис. 1. Общий вид установки для испытания поршней:

1 — двигатель 1Д 4,5/3,5; 2 — ячейка охлаждения; 3 — змеевик; 4 — фильтр;
5 — прободоотборный клапан; 6 — вентиляционная вытяжка

испытания проводили в лаборатории ЦНХТ ИК СО РАН (Институт катализа имени Г.К. Борескова СО РАН), удаление отработавших газов из помещения лаборатории осуществлялось с помощью вентиляционной системы.

Используемый при испытаниях ДВС был признан исправным на всех этапах исследования, согласно представленным в работах [20, 21] критериям. В этом случае при замене поршня осуществлялась и замена цилиндра. Поршни и цилиндры в данном случае были идентичными друг другу во избежание разности показателей выбросов СО и СН из-за изменения степени сжатия.

Перед проведением испытаний были выполнены следующие работы:

- удаление вспомогательного оборудования двигателя;
- создание системы удаления отработавших газов, подключаемой к двигателю и включающей в себя газоотводы, ячейку охлаждения с кристаллическим наполнителем, стекловолоконный фильтр, клапан для отбора пробы отработавших газов (ОГ).

Испытания проводили по методике, представленной ниже.

На первом этапе проводились экологические испытания одноцилиндрового ДВС с оригинальным поршнем, предусматривающие выполнение следующих работ:

- отбор девяти проб ОГ при работе двигателя на холостом ходу при непрогретом ДВС;
- анализ полученных проб ОГ в газовом хроматографе;
- отбор девяти проб ОГ при работе двигателя на максимальной частоте вращения при непрогретом ДВС;
- анализ полученных проб ОГ в газовом хроматографе;
- отбор девяти проб ОГ при работе двигателя на холостом ходу при прогревом ДВС;
- анализ полученных проб ОГ в газовом хроматографе;
- отбор девяти проб ОГ при работе двигателя на максимальной частоте вращения при прогревом ДВС;
- анализ полученных проб ОГ в газовом хроматографе.

Минимальное количество опытов для определения содержания вредных веществ в отработавших газах, выбрано согласно методикам, представленным в работах [22, 23–26].

Перед вторым этапом испытаний были проведены следующие работы:

- замена цилиндропоршневой группы, включающая замену оригинального поршня на модифицированный медно-марганцевым каталитическим материалом. Процесс установки поршня с медно-марганцевой поверхностью представлен на рис. 2;

*а**б*

Рис. 2. Установка поршня с медно-марганцевой поверхностью в двигатель 1Д 4,5/3,5

*а**б*

Рис. 3. Установка поршня с палладиевой поверхностью в двигатель 1Д 4,5/3,5

- замена прокладок;
- регулировка системы топливоподдачи и зажигания ДВС.

На втором этапе проводили экологические испытания одноцилиндрового ДВС с поршнем, модифицированным медно-марганцевым покрытием. Работы, выполненные на данном этапе, аналогичны работам на первом этапе данного исследования.

Перед третьим этапом были проведены работы по подготовке ДВС к испытаниям, аналогичные таковым перед вторым этапом. Процесс установки поршня с палладиевой поверхностью представлен на рис. 3.

На третьем этапе проводили экологические испытания одноцилиндрового ДВС с поршнем, модифицированным палладиевым покрытием. Работы, выполненные на данном этапе, аналогичны работам на первом и втором этапах данного исследования.

Результаты проведенного моделирования

В работах [24–27] были смоделированные индикаторные диаграммы, а также количество вредных выбросов при использовании оригинального и модифицированного поршней. Данное моделирование осуществлялось в программе

Таблица 1. Расчетные значения характеристик оригинального и модифицированного ДВС

Характеристика		Оригинальный ДВС	Модифицированный ДВС
Среднецикловая температура, К		966,54	992,57
Максимальная температура цикла, К		1 802,7	1 859,7
Максимальное давление, МПа		2,555	2,584
Индикаторная мощность, кВт		1,88	1,95
Индикаторный расход топлива, кг/ч		244,92	236,07
Эффективная мощность, кВт		1,54	1,62
Удельный эффективный расход топлива г/(кВт · ч)		298,68	284,42
Массовая доля оксидов азота, %		72,996 57	72,975 04
Массовая доля монооксида углерода, %		0,255 89	0,242 18
Выход СО на режиме	Объем, м ³ /ч	0,020 81	0,019 831
	Масса, кг/ч	0,023 71	0,022 592
	Удельные выбросы, кг/(кВт · ч)	0,014 669	0,014 66
Выход СН на режиме	Объем, м ³ /ч	0,000 035 921	0,000 030 659
	Масса, кг/ч	0,000 076 819	0,000 065 571
	Удельные выбросы, кг/(кВт · ч)	0,000 049 879	0,000 040 543

RP-TOX 2018 (Process 2018), разработанной на кафедре ИСУТС СПбПУ [22].

Для оригинального и модифицированного ДВС значения моделирования представлены в табл. 1.

Согласно полученным данным, было проведено моделирование статического и термического нагружения в программном комплексе SolidWorks Simulation, описанное в работе [26]. При моделировании было установлено, что повышение температуры и давления в цилиндре не приводит к разрушению модифицированного поршня, равно как и распределение температуры и напряжений не вызывает существенных изменений в его структуре, например отслоения и разрушения модифицированного слоя.

Исходя из смоделированных результатов установлено, что индикаторная мощность увеличилась на 3,7 %, индикаторный расход топлива уменьшился на 3,61 %, максимальное давление сгорания увеличилось на 1,1 %, а максимальная температура на 3,2 %. При этом увеличение среднецикловой температуры составило 2,69 %. Моделирование предполагает снижение массы и объема выхода СО на 4,7 %, выхода СН на 14,6 %.

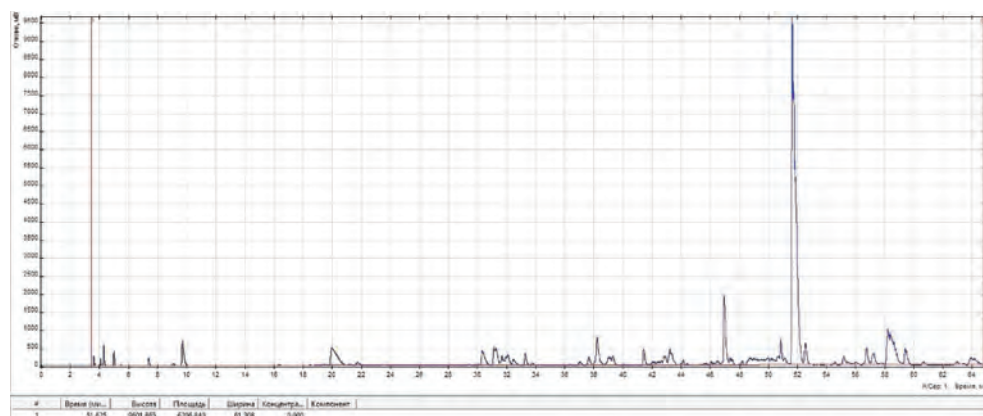
Эксперимент, проведенный в данной работе, был поставлен в том числе для подтверждения или опровержения этих данных.

Результаты проведенных экспериментов

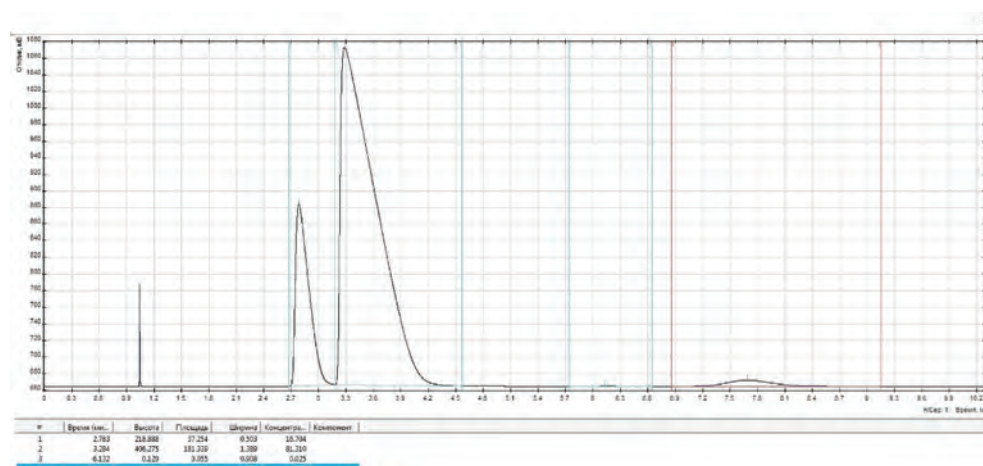
Полный анализ выбросов углеводородов методом хроматографии требует больших затрат денежных средств и времени, а полная расшифровка представляет тяжелую задачу из-за наличия сложных соединений, то было решено сравнивать конверсию по выбросам основных веществ, таких как метан (CH_4), этан (C_2H_6), этилен (C_2H_4), ацетилен (C_2H_2), пропан (C_3H_8), гептан (C_7H_{16}), изооктан (C_8H_{18}), гексан (C_6H_{16}) и угарный газ (СО). Сравнение значений, полученных в ходе описанного выше эксперимента, проводились по площади пика хроматограммы в миллиметрах. Типовой вид хроматограмм проб углеводородов и монооксида углерода представлен на рис. 4.

Результаты испытаний отражены в табл. 2–4, где представлены результаты для оригинального поршня, модифицированного медно-марганцевым катализатором и модифицированного палладиевым катализатором соответственно. Обозначения в табл. 2–4 аналогичны.

Согласно представленным значениям, каталитическая активность наблюдается у обоих образцов, но наиболее ярко выражена при использовании медно-марганцевого катализатора. На основе девяти опытов установлено, что наиболее активен данный катализатор в конвер-



а



б

Рис. 4. Типовой вид полученных хроматограмм проб углеводородов (а) и монооксида углерода (б)

сии таких веществ, как CH_4 , C_2H_4 , C_2H_6 и C_2H_2 . При этом конверсия при работе ДВС в режиме холостого хода выше как на «холодном», так и на прогревом двигателе. Так, конверсия CH_4 достигает в среднем 83 %, а конверсия C_2H_2 — в среднем 91 %. Конверсия СО при этом на холостом ходу при непрогретом ДВС составляет в среднем 52 %. Значения конверсии вредных веществ на режиме максимальных оборотов несколько ниже, чем на режиме холостого хода. Среднее значение конверсии указанных углеводородов по результатам девяти опытов на режиме холостого хода при непрогретом двигателе составляет 41,5 %, при прогревом — 38,7 %. На режиме максимальных оборотов при непрогретом двигателе данное значение составит 23,3 %, при прогревом 36,5 %. Конверсия монооксида углерода на «холодном» ДВС составляет в сред-

нем 52,5 % на режиме холостого хода и 45,2 % на режиме максимальных оборотов. Конверсия углеводородов и монооксида углерода наблюдалась на протяжении всего эксперимента.

При использовании палладиевого катализатора на основе девяти опытов установлено, что конверсия углеводородов составляет от 1,1 до 43 % в зависимости от вещества на режиме холостого хода. Однако в данной ситуации конверсию вредных веществ не следует определять по среднему значению, так как, согласно полученным данным, палладиевый катализатор подвержен быстрой деградации в условиях работы двухтактного ДВС и к девятому опыту полученные значения были немногим больше, чем на оригинальном ДВС. Отсюда следует вывод о невозможности применения палладия при внутрицилиндровом катализе. Средние значе-

Таблица 2. Значение выбросов углеводородов и монооксида углерода при эксплуатации оригинального ДВС, в площади пика хроматограммы, мм²

Состав и условия выброса		Номер опыта																	
		1		2		3		4		5		6		7		8		9	
		xx ¹	max ²	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max
CH ₄	X ³	73,44	60,22	74,13	61,11	73,41	59,97	73,45	60,97	74,14	61,22	74,13	60,37	75,12	62,12	72,99	59,02	75,46	62,13
	Г ⁴	71,77	50,22	72,27	51,21	70,99	49,43	71,82	50,97	72,24	51,22	72,40	50,48	72,22	52,19	71,26	49,28	72,69	51,49
C ₂ H ₆	X	6,933	9,329	6,946	9,403	6,716	9,001	6,948	9,642	7,201	9,401	6,933	9,479	7,301	10,88	6,844	8,993	7,382	9,847
	Г	6,554	6,994	6,662	7,025	6,429	6,520	6,662	7,571	7,003	7,22	6,577	7,101	7,001	7,782	6,387	6,242	7,003	7,112
C ₂ H ₄	X	63,41	91,39	63,89	91,75	62,99	90,88	63,53	91,68	64,29	92,65	63,49	91,47	64,38	93,12	63,01	90,11	64,35	92,68
	Г	61,32	89,28	61,59	90,12	60,89	88,99	61,42	89,72	62,47	90,11	61,38	89,80	62,74	91,65	60,99	88,32	62,40	91,27
C ₂ H ₂	X	133,2	108,1	133,9	109,1	132,8	107,9	133,6	108,8	134,2	108,9	133,3	108,7	134,8	110,0	132,9	107,4	134,7	110,0
	Г	133,1	90,67	133,1	91,32	132,7	90,01	133,5	91,12	133,9	91,31	133,2	91,71	134,7	92,18	132,8	89,50	134,28	91,64
C ₃ H ₈	X	2,359	2,834	2,411	2,911	2,172	2,789	2,736	3,101	2,907	3,171	2,364	2,960	2,616	3,104	2,163	2,601	2,983	3,104
	Г	2,460	2,170	2,471	2,182	2,306	2,155	2,891	2,874	3,006	2,877	2,503	2,318	2,893	2,652	2,298	2,003	3,018	3,109
C ₇ H ₁₆	X	532,3	315,8	533,4	316,2	531,9	315,1	532,9	316,2	533,4	316,0	532,4	315,9	534,4	317,9	531,3	314,8	534,8	317,9
	Г	288,5	327,6	288,9	328,4	287,1	326,5	288,9	328,1	289,4	328,0	288,7	327,9	290,1	329,7	287,5	326,0	290,0	329,4
C ₈ H ₁₈	X	324,7	338,3	324,7	338,9	323,5	337,9	324,9	338,8	325,1	338,9	324,9	338,5	326,0	339,9	322,6	337,1	326,4	340,0
	Г	215,6	319,2	215,9	320,1	214,9	318,9	215,8	319,5	216,4	320,0	215,7	319,4	217,0	321,0	214,4	318,1	217,5	321,1
C ₆ H ₁₄	X	488,2	347,2	489,1	348,2	487,3	346,2	488,4	347,8	488,9	347,9	488,3	347,4	490,1	349,0	486,9	345,9	490,1	348,5
	Г	303,0	526,1	303,6	527,1	302,6	525,5	303,6	526,6	303,8	526,8	303,2	526,2	305,7	528,0	301,9	524,9	304,9	527,1
CO	X	9,205	11,32	9,703	11,51	9,004	11,01	9,637	11,82	9,749	11,77	9,407	11,53	10,02	11,99	9,004	10,20	10,04	11,99
	Г	8,744	10,67	8,824	10,59	8,692	10,95	8,811	10,91	8,973	11,16	8,866	10,94	9,243	11,03	8,644	10,11	9,13	10,93

¹ xx — значения, полученные на режиме холостого хода;

² max — значения, полученные на режиме максимальных оборотов;

³ X — значения, полученные на «холодном» двигателе;

⁴ Г — значения, полученные на прогревом двигателя.

Таблица 3. Значение выбросов углеводородов и монооксида углерода при эксплуатации ДВС с поршнем, модифицированным медно-марганцевым катализатором, в площади пика хроматограммы, мм²

Состав и условия выброса		Номер опыта																	
		1		2		3		4		5		6		7		8		9	
		xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max
CH ₄	X	12,20	47,38	12,70	47,69	12,01	47,01	12,21	47,92	12,32	48,11	12,32	47,45	12,48	48,82	12,13	46,39	12,54	48,83
	Г	6,010	25,82	6,471	26,10	5,897	25,50	6,015	26,20	6,049	26,33	6,063	25,95	6,048	26,83	5,968	25,33	6,087	26,47
C ₂ H ₆	X	5,674	5,868	6,001	6,114	5,603	5,577	5,686	6,065	5,893	5,913	5,674	5,962	5,974	6,841	5,601	5,657	6,041	6,194
	Г	5,646	5,714	5,958	6,008	5,592	5,301	5,739	6,185	6,033	5,901	5,666	5,801	6,031	6,358	5,502	5,100	6,033	5,810
C ₂ H ₄	X	34,68	55,46	34,93	55,98	34,40	55,23	34,74	55,64	35,16	56,23	34,72	55,52	35,21	56,52	34,45	54,69	35,19	56,25
	Г	34,70	48,11	35,01	48,45	34,53	47,90	34,76	48,35	35,36	48,56	34,73	48,39	35,50	49,39	34,51	47,59	35,31	49,18
C ₂ H ₂	X	24,52	85,02	24,84	85,47	24,32	84,89	24,60	85,62	24,72	85,76	24,55	85,49	24,83	86,56	24,49	84,53	24,81	86,56
	Г	9,155	40,83	9,489	41,12	9,010	40,67	9,184	41,02	9,218	41,11	9,164	41,29	9,268	41,51	9,137	40,29	9,240	41,26
C ₃ H ₈	X	1,363	2,178	1,644	2,465	1,212	1,992	1,581	2,382	1,680	2,437	1,366	2,275	1,511	2,386	1,250	1,998	1,724	2,386
	Г	1,308	1,624	1,601	1,972	1,152	1,516	1,537	2,151	1,598	2,153	1,331	1,735	1,538	1,985	1,222	1,499	1,605	2,327
C ₇ H ₁₆	X	224,8	268,5	225,1	268,8	224,5	268,3	225,0	268,9	225,3	268,7	224,8	268,6	225,7	270,3	224,4	267,7	225,8	270,3
	Г	248,2	242,7	248,6	243,0	247,9	242,5	248,7	243,1	249,0	243,0	248,4	242,9	249,7	244,2	247,4	241,5	249,6	244,1
C ₈ H ₁₈	X	311,2	295,9	311,5	296,2	311,4	295,7	311,3	296,4	311,6	296,6	311,4	296,1	312,4	297,5	309,2	294,9	312,8	297,5
	Г	248,0	266,1	248,3	266,4	247,8	265,9	248,3	266,4	248,9	266,8	248,2	266,3	249,7	267,7	246,6	265,2	250,3	267,7
C ₆ H ₁₄	X	482,2	286,9	482,4	287,2	481,9	286,7	482,4	287,4	482,9	287,6	482,3	287,1	484,1	288,4	481,0	285,9	484,1	287,9
	Г	231,5	218,9	231,8	219,2	231,3	218,7	231,9	219,2	232,2	219,3	231,7	218,9	233,6	219,7	230,8	218,4	232,9	219,3
CO	X	4,374	6,194	4,682	6,301	4,117	6,002	4,579	6,469	4,632	6,445	4,470	6,310	4,760	6,568	4,278	5,584	4,772	6,567
	Г	4,121	5,693	4,223	5,689	4,041	5,511	4,168	5,834	4,133	5,932	4,264	5,590	4,371	5,792	4,085	5,419	4,227	5,861

Таблица 4. Значение выбросов углеводородов и монооксида углерода при эксплуатации ДВС с поршнем, модифицированным палладиевым катализатором, в площади пика хроматограммы, мм²

Состав и условия выброса		Номер опыта																	
		1		2		3		4		5		6		7		8		9	
		xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max	xx	max
CH ₄	X	58,86	52,94	59,41	53,73	58,83	52,73	59,36	54,11	60,42	54,83	61,91	55,58	74,28	61,28	73,13	59,22	75,56	62,24
	Г	60,74	54,92	61,16	55,99	60,09	54,06	61,28	56,24	62,14	57,01	63,28	57,70	71,38	51,35	71,39	49,48	72,79	51,60
C ₂ H ₆	X	5,503	9,016	5,513	9,088	5,331	8,699	6,015	9,818	6,716	10,09	7,503	9,661	6,460	10,04	6,977	9,193	7,483	9,960
	Г	5,964	9,584	6,062	9,626	5,850	8,934	6,562	10,87	7,373	10,89	7,985	12,23	6,161	6,942	6,520	6,442	7,104	7,225
C ₂ H ₄	X	47,36	88,59	47,71	88,95	47,04	88,11	47,94	89,38	49,01	90,82	49,42	91,18	63,54	92,28	63,13	90,31	64,45	92,79
	Г	51,56	74,94	51,79	75,64	51,21	74,69	52,14	75,81	53,53	76,64	53,61	77,88	61,89	90,81	61,12	88,52	62,50	91,38
C ₂ H ₂	X	120,41	101,2	121,1	102,2	120,13	101,1	121,3	102,4	122,4	103,1	122,5	104,2	133,96	109,2	133,1	107,6	134,8	110,1
	Г	124,7	99,88	124,8	100,6	124,4	99,14	125,6	100,9	126,5	101,6	126,8	103,5	133,8	91,34	132,9	89,70	134,4	91,75
C ₃ H ₈	X	1,847	2,297	1,888	2,359	1,701	2,261	2,642	3,013	2,776	3,170	2,851	2,399	1,776	2,264	2,296	2,800	3,084	3,217
	Г	1,968	2,105	1,977	2,117	1,845	2,090	2,813	3,288	2,905	3,391	3,002	2,249	2,053	1,812	2,431	2,203	3,119	3,222
C ₇ H ₁₆	X	229,8	388,2	230,3	388,8	229,6	387,3	230,5	389,3	231,3	389,5	231,9	390,9	533,5	317,0	531,4	315,0	534,9	317,9
	Г	406,3	322,6	406,9	323,4	404,4	321,6	407,5	323,6	408,6	323,9	408,6	325,4	289,3	328,8	287,7	326,2	290,1	329,5
C ₈ H ₁₈	X	114,3	408,1	114,3	408,9	113,9	407,6	114,8	409,2	115,4	409,9	116,3	410,9	325,2	339,2	322,7	337,2	326,5	340,1
	Г	123,4	303,5	123,6	304,4	123,1	303,4	124,1	304,4	124,9	305,4	125,5	306,3	216,2	320,2	214,5	318,2	217,6	321,2
C ₆ H ₁₄	X	360,1	385,7	360,7	386,8	359,4	384,6	360,7	386,9	361,6	387,6	362,1	388,5	489,3	348,2	487,1	346,2	490,2	348,5
	Г	434,3	449,3	435,1	450,3	433,7	448,9	435,5	450,3	436,5	451,1	436,6	451,9	304,9	527,2	302,1	525,1	304,9	528,1
CO	X	6,194	10,40	6,529	10,58	6,059	10,11	6,985	11,36	7,560	11,82	8,330	10,59	9,178	11,16	9,137	10,40	10,14	12,11
	Г	6,011	10,15	6,178	10,20	6,039	10,08	6,427	11,09	7,096	11,64	8,111	10,62	8,906	11,06	9,106	10,22	10,04	11,89

Таблица 5. Средние значения каталитической конверсии вредных веществ при использовании модифицированных поршней, %

Состав и условия выброса		MnCu		Pd	
		xx	max	xx	max
CH ₄	X	83	21	13	7
	Г	92	49	10	–7
C ₂ H ₆	X	17	37	9	0
	Г	13	18	1	–30
C ₂ H ₄	X	45	39	16	2
	Г	43	46	10	10
C ₂ H ₂	X	82	21	6	4
	Г	93	55	4	–7
C ₃ H ₈	X	41	23	8	11
	Г	46	24	7	–1
C ₇ H ₁₆	X	58	15	38	–15
	Г	14	26	–27	1
C ₈ H ₁₈	X	5	13	43	–14
	Г	–15	17	28	3
C ₆ H ₁₄	X	1	17	17	–8
	Г	24	58	–29	10
CO	X	53	45	18	4
	Г	53	47	15	0

ния каталитической конверсии представлены в табл. 5.

Исходя из полученных средних значений в результате девяти опытов, наблюдается снижение содержания вредных веществ в ОГ ДВС при использовании медно-марганцевого катализатора. Процент конверсии углеводородов у палладиевого катализатора значительно меньше, а на режиме максимальных оборотов отдельные значения являются отрицательными. Из этого следует вывод, что применение палладиевого катализатора нецелесообразно при внутрицилиндровом катализе, поскольку для осуществления конверсии необходимо большее время контакта. При постоянном контакте же палладиевый катализатор более эффективен. Из этого следует вывод, что палладий целесообразно применять в каталитических конвертерах, а не при внутрицилиндровом катализе.

Исходя из значений, полученных во время проведенных опытов, принимаем следующие значения каталитической конверсии:

– для углеводородов на режиме холостого хода: 42 % при непрогретом и 39 % при прогретом ДВС;

– для углеводородов на режиме максимальных оборотов: 23 % при непрогретом и 37 % при прогретом ДВС;

– для монооксида углерода на режиме холостого хода: 53 % при непрогретом и прогретом ДВС;

– для монооксида углерода на режиме максимальных оборотов: 45 % при непрогретом и 47 % при прогретом ДВС.

Конверсия отдельных углеводородов при этом может достигать до 93 %.

Анализ имеющихся математических моделей и программ для расчета вредных выбросов

Расчетные индикаторные диаграммы позволяют изменять, анализировать и диагностировать параметры рабочего цикла на стадиях проектирования двигателя. Индикаторные диаграммы

могут служить для анализа рабочего процесса двигателя, работающего на различных видах топлива. Также индикаторная диаграмма дает обширное представление о протекании внутрицилиндровых процессов в различных двигателях, в том числе и экспериментальных [27–29].

Математические модели, представленные в данных работах, наиболее точно характеризуют процессы в цилиндрах ДВС и позволяют описать их, с учетом ранее введенных допущений. В частности, модель Колчина — Демидова [29] используется на начальном этапе проектирования ДВС, а расчет тепловыделения по модели Вибе [30] до сих пор используется как в России, так и за рубежом [28].

Развитие двигателестроения вызывает потребность в постоянном совершенствовании данных моделей. Процессы, происходящие в ДВС, должны максимально быть приближенными к реальности. В работах [21, 25] индикаторный процесс рассчитывается с помощью системы MATCAD. Преимуществом данного метода авторы считают наглядность расчетных формул, наличие методик построения свернутой и развернутой диаграмм, что позволяет перейти к динамическому расчету ДВС, а также возможность использования в учебном процессе. В то же время в процессе производства использование подобного метода становится затруднительным из-за большого объема вносимой информации и отсутствия задания некоторых конструктивных параметров, например условной площади проходного сечения клапана, выбора расчета процесса тепловыделения и др. Данное обстоятельство позволяет использовать данную модель исключительно в качестве начального этапа расчета, а количество вредных выбросов моделировать в крайне приближительных значениях.

Более расширенную версию расчета рабочего процесса представлена в работе [28]. Программный комплекс RP-TOX 2018 основан на уточненных классических моделях и позволяет получить более точные данные, так как появляется возможность задать параметры, возможность введения которых не имеется в предыдущих работах [27, 29, 31]. Исходя из представленной выше информации, и основываясь на имеющихся результатах, возьмем за основу методику Ю.В. Галышева с учетом влияния остальных методик и рассмотрим про-

цесс внутрицилиндрового катализа исходя из составляющих этих математических моделей. Расчетные индикаторные диаграммы для оригинального и модифицированного ДВС представлены в работе [26].

Классические уравнения определения количества отработавших газов

Компоненты ОГ невозможно рассматривать и рассчитывать без понимания теплофизических характеристик рабочего тела. В общем случае все теплофизические характеристики рассматриваются как функция состава газовой смеси и температуры. Температура рабочего тела в цикле переменна, а состав смеси в момент процесса сжатия и расширения постоянен и меняется только при протекании процесса сгорания и газообмена. Отсюда следует, что теплофизические параметры рабочего тела переменны и зависят от угла поворота коленчатого вала, что необходимо учитывать на всех этапах расчета. При выводе уравнений скорости изменения давления в цилиндре, все теплофизические характеристики газовой смеси, тем не менее, следует принимать постоянными. Данное допущение базируется на достаточно малом относительно других составляющих дифференциальных уравнений, используемых в моделях [24–28].

Для расчетов в данных программах важен параметр изохорной теплоемкости воздуха, который постепенно приводит к расчету мольного содержания компонентов ОГ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$:

$$\begin{aligned} M_{CO} &= \frac{0,42(1-\alpha)l_0}{1+S_k}; \\ M_{CO_2} &= C/12 - M_{CO}; \\ M_{H_2} &= S_k M_{CO}; \\ M_{H_2O} &= 0,5H - M_{H_2}; \\ M_{O_2} &= 0; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha l_0; \end{aligned} \quad (1)$$

при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \geq 1$:

$$\begin{aligned} M_{CO} &= 0; \\ M_{CO_2} &= C/12; \\ M_{H_2} &= 0; \\ M_{H_2O} &= 0,5H; \\ M_{O_2} &= 0,21(\alpha-1)l_0; \\ M_{N_2} &= 0,79\alpha l_0. \end{aligned} \quad (2)$$

В зависимостях (1) и (2) использованы следующие обозначения: α — коэффициент избытка воздуха; l_0 — мольное стехиометрическое соотношение для используемого топлива ($l_0 = L_0/28,96$) (L_0 — количество килограммов воздуха, теоретически необходимое для сгорания одного килограмма топлива); C, H — удельное содержание углерода и водорода в топливе; S_k — эмпирический коэффициент (для бензина $\approx 0,5$).

Также возникает необходимость в расчете концентрации остаточных углеводородов в бензиновом ДВС внешнего смесеобразования на режиме с частотой вращения коленчатого вала n , об/мин при нагрузке $Me, H \cdot м$. Для этого используют формулу

$$\begin{aligned} CH = CH_0 \times (2,648 - 14,758n_{отн} + 46,668n_{отн}^2 + \\ + 54,827n_{отн}^3 + 21,257n_{отн}^4) \times \\ \times (0,854 - 3,124Me_{отн} + 14,403Me_{отн}^2 - \\ - 22,595Me_{отн}^3 + 11,458Me_{отн}^4), \end{aligned} \quad (3)$$

где $n_{отн} = n/n_0$, $Me_{отн} = Me/Me_0$, $CH_0 = 100 \dots 150 \text{ ppm}$; n_0, Me_0, CH_0 — соответственно, частота вращения коленчатого вала, эффективный крутящий момент и содержание остаточных углеводородов на номинальном (базовом) режиме работы двигателя. Зависимость действительна для следующих диапазонов изменения режима работы: по частоте вращения коленчатого вала $600 \dots 6500 \text{ мин}^{-1}$; по удельной мощности $0 \dots 70 \text{ кВт/л}$; состав смеси стехиометрический.

Для определения концентрации CH_0 в зависимости от регулировки двигателя по составу смеси применяют формулу

$$\begin{aligned} CH_0(\alpha) = CH_0(\alpha = 1) \times \\ \times (7,997 - 14,337\alpha + 7,760\alpha^2 + 0,427\alpha^3). \end{aligned} \quad (4)$$

Тем не менее, формулы (1)–(4) не позволяют определить эффект наличия каталитического материала в цилиндре ДВС.

Обоснования для введения коэффициента

Поскольку представленные авторами методики не учитывают применения поршней, модифицированных каталитическими материалами, то, согласно [15, 16, 20, 26–28], данные математические модели нуждаются в корректирующих коэффициентах. В химии мерой каталитической

активности является изменение скорости химической реакции

$$\begin{aligned} A = \frac{k_k}{k} = \frac{k_0 \exp\left(-\frac{E_k}{RT}\right)}{k_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right)} = \exp\left(\frac{E - E_k}{RT}\right) = \\ = \exp\left(\frac{\Delta E}{RT}\right), \end{aligned} \quad (5)$$

где k — константа скорости реакции, с^{-1} ; k_0 — предэкспоненциальный множитель, с^{-1} ; E — энергия активации, Дж/моль; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура, К; E, E_k — энергия активации реакции без катализатора и с ним; ΔE — снижение энергии активации в присутствии катализатора.

Из-за обобщенности формулы (5) применение к конверсии веществ в ОГ становится затруднительным при расчетах ДВС, ввиду больших затрат времени на проектирование, что противоречит современным темпам развития двигателестроения [32]. Вследствие этого возникает необходимость в задании некоего эмпирического коэффициента, позволяющего упростить и ускорить данные расчеты, и при этом наиболее точно отражающего реальные данные, получаемые с помощью газоанализатора или хроматографии. Данный коэффициент необходимо применять при проектировании ДВС на этапе расчета рабочего процесса и вредных выбросов, суть которого отражена в работах [27–31]. Диапазон данного коэффициента представляет собой часть оставшихся вредных веществ, т. е. его значение обратно конверсии этих веществ. Обозначим данный коэффициент как θ_x , где x — конвертируемое соединение и подставим в формулы (3) и (4):

$$\begin{aligned} CH_\theta = \theta_{CH} \cdot CH_0 + (2,648 - 14,758n_{отн} \\ + 46,668n_{отн}^2 + 54,827n_{отн}^3 + 21,257n_{отн}^4) \times \\ \times (0,854 - 3,124Me_{отн} + 14,403Me_{отн}^2 - \\ - 22,595Me_{отн}^3 + 11,458Me_{отн}^4); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} CH_0(\alpha)_\theta = \theta_{CH} \cdot CH_0(\alpha = 1) \times \\ \times (7,997 - 14,337\alpha + 7,760\alpha^2 + 0,427\alpha^3). \end{aligned} \quad (7)$$

На основе проведенных исследований для бензинового ДВС коэффициент θ_{CH} , введенный в формулах (6) и (7), принимают равным $0,58 \dots 0,77$.

В случае необходимости расчета выбросов конкретного углеводородного соединения коэффициенты принимают равным $\theta_{\text{CH}} = 0,07 \dots 0,99$ в зависимости от конвертируемого вещества и режима работы ДВС (данный параметр применим для анализа влияния катализатора на то или иное углеводородное соединение в условиях работы реальной установки). При проектировании ДВС следует принимать значения, указанные в первом диапазоне.

Аналогично случаю с уровнем выброса углеводородов, для случая с монооксидом углерода и углекислым газом для математических моделей [27–31] необходимо ввести эмпирический коэффициент θ_x . Тогда выражения (1) и (2) приобретут вид

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}} &= \frac{0,42(1-\alpha)I_0\theta_{\text{CO}}}{1+S_k}; \\ M_{\text{CO}_2} &= C/12 - M_{\text{CO}}; \\ M_{\text{H}_2} &= S_k M_{\text{CO}}; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,5H - M_{\text{H}_2}; \\ M_{\text{O}_2} &= 0; \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79\alpha I_0. \end{aligned} \quad (8)$$

Мольное содержание компонентов продуктов сгорания при $\alpha \geq 1$:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}} &= \theta_{\text{CO}}(0,018\,390\,8 - 0,014\,367\,8\,\alpha)C \\ \text{при } \alpha \leq 1,2; \\ M_{\text{CO}} &= \theta_{\text{CO}}(0,007\,356\,3 - 0,005\,172\,4\,\alpha)C \\ \text{при } \alpha > 1,2; \\ M_{\text{CO}} &= \theta_{\text{CO}}(0,000\,356\,322 - 0,000\,172\,414\,\alpha)C \\ \text{при } \alpha > 1,4; \\ M_{\text{CO}} &= \theta_{\text{CO}}(0,000\,014\,080\,4 - \\ &- 0,000\,001\,293\,1\,\alpha)C \\ \text{при } \alpha > 2,0; \\ M_{\text{CO}_2} &= C/12 - M_{\text{CO}}; \\ M_{\text{H}_2} &= 0; \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,5H; \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21(\alpha - 1)I_0. \end{aligned} \quad (9)$$

На основе проведенных исследований для бензинового ДВС коэффициент θ_{CO} , введенный в формулах (8) и (9), принимают равным $0,47 \dots 0,55$.

Выражения (6)–(9) представляют собой дальнейшее развитие формул (1)–(4) для расчета

вредных при применении модифицированного поршня в двухтактном двигателе. Отметим, что при выборе определенного значения коэффициента каталитической конверсии изменятся и числовые значения в скобках в выражениях (6), (7), (9).

Разброс значений коэффициентов связан с разницей в конверсии при различных режимах работы ДВС, в частности, на холостом ходу при запуске они будут иметь меньшее значение, т. е. в уравнениях демонстрируется обратная зависимость — чем выше конверсия, тем меньше коэффициент.

Данные пределы соответствуют параметрам двухтактного ДВС. Выведение коэффициента конверсии для четырехтактного ДВС, а также коэффициентов для конкретных углеводородных соединений является темой дальнейших исследований, планируемой к рассмотрению в будущих работах.

Выводы

На основании изложенного выше можно сделать следующие выводы.

1. Проведенные исследования подтвердили, что использование поршней, модифицированных каталитическими материалами, способствует снижению выбросов углеводородов и монооксида углерода. При этом модифицированный слой не разрушается и не повреждает поверхность цилиндра.

2. Наибольшую активность проявляет образец поршня, модифицированный медно-марганцевым катализатором. Средние значения конверсии колеблются в промежутке от 23 до 41 %. Данные значения при этом превышают расчетные, полученные моделированием в программе RP-TOX 2018 (Process 2018).

3. Поршень, модифицированный палладиевым катализатором, показывал конверсию вредных веществ на начальном этапе эксперимента, однако в дальнейшем была обнаружена склонность к деградации катализатора, что делает невозможным его применение в двухтактном ДВС.

4. Конверсия вредных веществ составляет от 4 до 93 % для различных углеводородов на холостом ходу и от 15 до 58 % на режиме максимальных оборотов.

5. Конверсия монооксида углерода в среднем составляет 52,5 % на холостом ходу и 23,3 %

на режиме максимальных оборотов при «холодном» двигателе.

6. При проектировании двухтактного ДВС с модифицированным поршнем на этапе расчета количества вредных выбросов необходимо принимать следующие значения коэффициентов каталитической конверсии: $\theta_{\text{CH}} = 0,58 \dots 0,77$; $\theta_{\text{CO}} = 0,47 \dots 0,55$. Предложенный коэффициент может быть использован при составлении математических моделей индикаторных процессов в ДВС и расчете выбросов. Применение

подобного коэффициента упрощает процесс расчета и рекомендуется как на начальных стадиях проектирования ДВС, так и при проверке результатов испытаний, а также в учебном процессе (курсовые и дипломные работы) и в научных исследованиях. На основе данной работы можно проводить исследования для вывода коэффициентов конверсии каталитических нейтрализаторов в сфере автомобиле и двигателестроения, а также в иных сферах применения катализаторов.

Литература

- [1] Sivakumar M., Ramesh Kumar R., Syed Thasthagir M.H., Shanmuga Sundaram N. Effect of Aluminium Oxide Nanoparticles Blended Pongamia Methyl Ester on Performance, Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engine. *Renewable Energy*, 2018, vol. 116, pp. 518–526. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.002>
- [2] Лиханов, В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива. *Двигателестроение*, 2018, № 4, с. 13–17.
- [3] Farrauto R.J., Deeba M., Alerasool S. Gasoline Automobile Catalysis and its Historical Journey to Cleaner Air. *Nat Catal.*, 2019, vol. 2, pp. 603–613. <https://doi.org/10.1038/s41929-019-0312-9>
- [4] Heck R.M., Farrauto R.J., Gulati S. *Catalytic Air Pollution Control: Commercial Technology*. Wiley, 2009, 544 p.
- [5] Kaspar J., Fornasiero P., Hickey N. Automotive Catalytic Converter Current Status and Some Perspective. *Catal. Today*, 2003, vol. 77, pp. 419–449. [https://doi.org/10.1016/S0920-5861\(02\)00384-X](https://doi.org/10.1016/S0920-5861(02)00384-X)
- [6] Chincholkar S.P., Suryawanshi J.G. Gasoline Direct Injection: an Efficient Technology. *Energ. Proc.*, 2016, vol. 90, pp. 666–672. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.235>
- [7] Singh A.K., Lanjewar A.M., Rehman A. Direct Fuel Injection System in Gasoline Engine — a Review. *Int. J. Innovol. Technol. Exp. Eng.*, 2014, vol. 4.
- [8] Manuel J.M., Ramos G., Wallace J.S. Sources of Particulate Matter Emissions Variability from a Gasoline Direct Injection Engine. *J. Eng. Gas. Turbines Power*, 2018, vol. 140. <https://doi.org/10.1115/1.4040515>
- [9] Тихонов А.Р., Шиповалов Д.А. Каталитические нейтрализаторы отработавших газов. Достоинства и недостатки. *Международный научно-исследовательский журнал*, 2014, № 6–1, с. 75–76.
- [10] Дударева Н.Ю., Прокофьева М.А. Исследование влияния керамического покрытия на тепловое состояние гильзы цилиндра. *Двигателестроение*, 2021, № 3, с. 3–6.
- [11] Dudareva N.Yu., Kalschikov R.V., Butusov I.A., Grin R.R., Alexandrov I.V., Musin F.F. The Investigation of the Effect of Micro-Arc Oxidation Modes on the Adhesion Strength of Coatings. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2014, vol. 7, № 5, pp. 5–8. <https://doi.org/10.25103/jestr.075.02>
- [12] Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А., Кадыров С.М., Арипджанов М.М. Расчетно-экспериментальное исследование влияния теплоизоляции поршня и гильзы на образование оксидов азота в продуктах сгорания быстроходного дизеля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, № 4, с. 83–102.
- [13] Krishtal M.M., Chudinov B.A., Pavlikhin S.E., Polunin V.I. A Wear-Resistant Coating for Aluminium-Silicon Alloys using Microarc Oxidation and an Application to an Aluminium Cylinder Block. *SAE Technical Paper*, 2002, № 2002-01-0626. <https://doi.org/10.4271/2002-01-0626>
- [14] Бутягин П.И., Арбузова С.С. Влияние параметров короткоимпульсного режима микродугового оксидирования на состав, свойства покрытия и производительность процесса. *Перспективные материалы*, 2021, № 5, с. 82–88. <https://doi.org/10.30791/1028-978X-2021-5-82-88>
- [15] Butyagin P.I., Arbuzova S.S. Influence of Parameters of the Short Pulse Micro-Arc Oxidation Mode on Coating Composition, Properties, and Process Performance. *Inorganic Materials: Applied Research*, 2021, vol. 12, no. 5, pp. 1373–1377. <https://doi.org/10.1134/S2075113321050075>
- [16] Xiang N., Song R. G., Wang C., Mao Q. Z., Ge Y.J., Ding J.H. Formation of Corrosion Resistant Plasma Electrolytic Oxidation Coatings on Aluminium Alloy with Addition of Sodium Tungstate Species. *Corrosion Engineering, Science and Technology*, 2016, vol. 51, pp. 146–154. <https://doi.org/10.1179/1743278215Y.0000000040>

- [17] Osipov A.R., Borisov V.A., Suprunov G.I., Mukhin V.A., Ivanov A.L., Sigaeva S.S., Anoshkina E.A., Temerev V.L., Hohlov A.A., Tsyruľnikov P.G. Catalytic Coatings for Improving the Environmental Safety of Internal Combustion Engines. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 152, pp. 59–66. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.626>
- [18] Ivanov A.L., Zubarev K.V., Litvinov P.V., Gavrilov L.V., Borisov V.A. The Increase of Ecological Safety of Internal Combustion Engines by Using Catalytic Additives to Fuel. *AIP Conference Proceedings*, 2018, p. 020011. <https://doi.org/10.1063/1.5051850>
- [19] Borisov V.A., Sigaeva S.S., Anoshkina E.A., Ivanov A.L., Litvinov P.V., Vedruchenko V.R., Temerev V.L., Arbuzov A.B., Kuznetsov A.A., Mukhin V.A., Suprunov G.I., Chumychko I.A., Shlyapin D.A., Tsyruľnikov P.G. Plasma Electrolytic Oxide Coatings on Silumin for Oxidation CO. *Oil and Gas Engineering (OGE-2017). AIP Conference Proceedings*, 2017, vol. 1876, iss. 1. <https://doi.org/10.1063/1.4998821>
- [20] Narasima Kumar S. Experimental Investigation of Two Stroke Copper Coated Spark Ignition Engine with Gasoline and Gasohol. *International Journal of Emerging Science and Engineering (IJESE)*, 2014, vol. 2, iss. 5, pp. 1–7.
- [21] Haenel P., Kleeberg H., Tomazic D., Dolan S. Investigation Regarding the Influence of a Catalytic Combustion Chamber Coating on Gasoline Combustion Characteristics, Emission Formation and Engine Efficiency. *SAE Tech. Pap.* 2012, vol. 1, pp. 1097. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1097>
- [22] Литвинов П.В., Борисов В.А., Коцюба Я.В., Грязнова З.Н., Ведрученко В.Р. Минимизация количества опытов для сравнения уровня выбросов вредных веществ при эксплуатации оригинального и модифицированного двигателей внутреннего сгорания. *Актуальные вопросы энергетики. Матер. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием: сб. тр. конф.* Омск, ОмГТУ, 2022, с. 133–140.
- [23] Бойко А.Ф., Кудеников Е.Ю. Точный метод расчета необходимого количества повторных опытов. *Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова*, 2016, № 8, с. 128–132.
- [24] Литвинов П.В., Ведрученко В.Р., Борисов В.А., Штиб А.В. Оценка работоспособности двигателя внутреннего сгорания с критериями диагностирования для испытания модифицированных поршней в лабораторных условиях. *Омский научный вестник*, 2018, № 3, с. 10–13. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2018-159-10-13>
- [25] Чебоксаров А.Н. Достоверность как критерий эффективности диагностирования транспортных и технологических машин. *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*, 2016, № 5, с. 89–94.
- [26] Литвинов П.В., Борисов В.А., Ведрученко В.Р., Грязнова З.Н., Коцюба Я.В. Моделирование статических и термических нагрузок поршня двухтактного двигателя, модифицированного каталитическими материалами. *Омский научный вестник*, 2022, № 4, с. 46–52. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-184-46-52>
- [27] Макушев Ю.П., Полякова Т.А., Рындин В.В., Литвинов П.В. Способы расчета рабочего цикла бензинового двигателя с построением индикаторной диаграммы. *Наука и техника Казахстана*, 2018, № 2, с. 63–81.
- [28] Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Сидоров А.А. и др. *Рабочие процессы и токсичность отработавших газов судовых дизельных и газопоршневых двигателей*. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2019, 355 с.
- [29] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 1990, 344 с.
- [30] Вибе И.И. *Новое о рабочем цикле двигателей скорость сгорания и рабочий цикл двигателя*. Москва, Машгиз, 1962, 271 с.
- [31] Макушев Ю.П., Полякова Т.А., Михайлова Л.Ю. Расчет и анализ индикаторной диаграммы двигателя с использованием математических методов. *Омский научный вестник*, 2011, № 1, с. 14–19.
- [32] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2011, 496 с.

References

- [1] Sivakumar M., Ramesh Kumar R., Syed Thasthagir M.H., Shanmuga Sundaram N. Effect of Aluminium Oxide Nanoparticles Blended Pongamia Methyl Ester on Performance, Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engine. *Renewable Energy*, 2018, vol. 116, pp. 518–526. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.002>
- [2] Likhanov, V.A., Lopatin O.P. Biofuel as a Means to Improve Diesel Engine Performance. *Engines Construction*, 2018, no. 4, pp. 13–17. (In Russ.).
- [3] Farrauto R.J., Deeba M., Alerasool S. Gasoline Automobile Catalysis and its Historical Journey to Cleaner Air. *Nat Catal.*, 2019, vol. 2, pp. 603–613. <https://doi.org/10.1038/s41929-019-0312-9>

- [4] Heck R.M., Farrauto R.J., Gulati S. *Catalytic Air Pollution Control: Commercial Technology*. Wiley, 2009, 544 p.
- [5] Kaspar J., Fornasiero P., Hickey N. Automotive Catalytic Converter Current Status and Some Perspective. *Catal. Today*, 2003, vol. 77, pp. 419–449. [https://doi.org/10.1016/S0920-5861\(02\)00384-X](https://doi.org/10.1016/S0920-5861(02)00384-X)
- [6] Chincholkar S.P., Suryawanshi J.G. Gasoline Direct Injection: an Efficient Technology. *Energ. Proc.*, 2016, vol. 90, pp. 666–672. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.235>
- [7] Singh A.K., Lanjewar A.M., Rehman A. Direct Fuel Injection System in Gasoline Engine — a Review. *Int. J. Innovol. Technol. Exp. Eng.*, 2014, vol. 4.
- [8] Manuel J.M., Ramos G., Wallace J.S. Sources of Particulate Matter Emissions Variability from a Gasoline Direct Injection Engine. *J. Eng. Gas. Turbines Power*, 2018, vol. 140. <https://doi.org/10.1115/1.4040515>
- [9] Tikhonov A.R., Shipovalov D.A. Catalytic Converters. Advantages and Disadvantages. *International Research Journal*, 2014, no. 6–1, pp. 75–76. (In Russ.).
- [10] Dudareva N.Yu., Prokof'eva M.A. Influence of Ceramic Plating on Cylinder Liner Thermal Condition. *Engines Construction*, 2021, no. 3, pp. 3–6. (In Russ.).
- [11] Dudareva N.Yu., Kalschikov R.V., Butusov I.A., Grin R.R., Alexandrov I.V., Musin F.F. The Investigation of the Effect of Micro-Arc Oxidation Modes on the Adhesion Strength of Coatings. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2014, vol. 7, no. 5, pp. 5–8. <https://doi.org/10.25103/jestr.075.02>
- [12] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Kadyrov S.M., Aripdzhanov M.M. Computational and Experimental Study of Influence of Piston's and Sleeve's Thermal Insulation on Formation of Nitrogen Oxides in Combustion Products of High-Speed Diesel. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2011, no. 4, pp. 83–102. (In Russ.).
- [13] Krishtal M.M., Chudinov B.A., Pavlikhin S.E., Polunin V.I. A Wear-Resistant Coating for Aluminium-Silicon Alloys using Microarc Oxidation and an Application to an Aluminium Cylinder Block. *SAE Technical Paper*, 2002, no. 2002-01-0626. <https://doi.org/10.4271/2002-01-0626>
- [14] Butyagin P.I., Arbuzova S.S. Influence of Parameters of the Short Pulse Micro-Arc Oxidation Mode on Coating Composition, Properties, and Process Performance. *Inorganic Materials: Applied Research*, 2021, vol. 12, no. 5, pp. 1373–1377. <https://doi.org/10.1134/S2075113321050075>
- [15] Butyagin P.I., Arbuzova S.S. Influence of Parameters of the Short Pulse Micro-Arc Oxidation Mode on Coating Composition, Properties, and Process Performance. *Inorganic Materials: Applied Research*, 2021, vol. 12, no. 5, pp. 1373–1377. <https://doi.org/10.1134/S2075113321050075>
- [16] Xiang N., Song R. G., Wang C., Mao Q. Z., Ge Y.J., Ding J.H. Formation of Corrosion Resistant Plasma Electrolytic Oxidation Coatings on Aluminium Alloy with Addition of Sodium Tungstate Species. *Corrosion Engineering, Science and Technology*, 2016, vol. 51, pp. 146–154. <https://doi.org/10.1179/1743278215Y.0000000040>
- [17] Osipov A.R., Borisov V.A., Suprunov G.I., Mukhin V.A., Ivanov A.L., Sigaeva S.S., Anoshkina E.A., Temerev V.L., Hohlov A.A., Tsyru'nikov P.G. Catalytic Coatings for Improving the Environmental Safety of Internal Combustion Engines. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 152, pp. 59–66. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.626>
- [18] Ivanov A.L., Zubarev K.V., Litvinov P.V., Gavrilov L.V., Borisov V.A. The Increase of Ecological Safety of Internal Combustion Engines by Using Catalytic Additives to Fuel. *AIP Conference Proceedings*, 2018, p. 020011. <https://doi.org/10.1063/1.5051850>
- [19] Borisov V.A., Sigaeva S.S., Anoshkina E.A., Ivanov A.L., Litvinov P.V., Vedruchenko V.R., Temerev V.L., Arbuzov A.B., Kuznetsov A.A., Mukhin V.A., Suprunov G.I., Chumychko I.A., Shlyapin D.A., Tsyru'nikov P.G. Plasma Electrolytic Oxide Coatings on Silumin for Oxidation CO. *Oil and Gas Engineering. AIP Conference Proceedings*, 2017, vol. 1876, iss. 1. <https://doi.org/10.1063/1.4998821>
- [20] Narasima Kumar S. Experimental Investigation of Two Stroke Copper Coated Spark Ignition Engine with Gasoline and Gasohol. *International Journal of Emerging Science and Engineering*, 2014, vol. 2, iss. 5, pp. 1–7.
- [21] Haenel P., Kleeberg H., Tomazic D., Dolan S. Investigation Regarding the Influence of a Catalytic Combustion Chamber Coating on Gasoline Combustion Characteristics, Emission Formation and Engine Efficiency. *SAE Tech. Pap.*, 2012, vol. 1, pp. 1097. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1097>
- [22] Litvinov P.V., Borisov V.A., Kotsyuba Ya.V., Gryaznova Z.N., Vedruchenko V.R. Minimization of the Number of Experiments to Compare the Level of Emissions of Harmful Substances during the Operation of the Original and Modified Internal Combustion Engines. *Aktual'nye voprosy energetiki. Mater. Vseros. nauch.-prakt. konf. s mezhdunar. uchastiem: sb. tr. konf.* [Current Issues of Energy. Materials of the All-Russian

- Scientific and Practical Conference with International Participation: Proceedings of the Conference]. Omsk, OmSTU Publ., 2022, pp. 133–140. (In Russ.).
- [23] Boyko A.F., Kudenikov E.Yu. An Accurate Method for Calculating the Required Number of Repetitions. *Bulletin of BSTU Named After V.G. Shukhov*, 2016, no. 8, pp. 128–132. (In Russ.).
- [24] Litvinov P.V., Vedruchenko V.R., Borisov V.A., Shtib A.V. Evaluation of the Performance of an Internal Combustion Engine with Diagnostic Criteria for Testing Modified Pistons in Laboratory Conditions. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2018, no. 3, pp. 10–13. (In Russ.).
<https://doi.org/10.25206/1813-8225-2018-159-10-13>
- [25] Cheboksarov A.N. Reliability as a Criterion of Efficiency of Diagnostics of Transport and Technological Machines. *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii*, 2016, no. 5, pp. 89–94. (In Russ.).
- [26] Litvinov P.V., Borisov V.A., Vedruchenko V.R., Gryaznova Z.N., Kotsyuba Ya.V. Simulation of Static and Thermal Loads of a Two-Stroke Engine Piston Modified with Catalytic Materials. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2022, no. 4, pp. 46–52. (In Russ.). <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2022-184-46-52>
- [27] Makushev Yu.P., Polyakova T.A., Ryndin V.V., Litvinov P.V. The Methods of Calculating Gasoline Engine Operating Cycle with the Construction of the Indicator Diagram. *Science and Technology of Kazakhstan*, 2018, no. 2, pp. 63–81. (In Russ.).
- [28] Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Sidorov A.A. et al. *Rabochie protsessy i toksichnost' otrabotavshikh gazov sudovykh dizel'nykh i gazoporshnevnykh dvigateley* [Working Processes and Toxicity of Exhaust Gases of Marine Diesel and Gas Engines]. Sankt-Petersburg, SPbPU Publ., 2019, 355 p. (In Russ.).
- [29] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of Automobile and Tractor Engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1990, 344 p. (In Russ.).
- [30] Vibe I.I. *Novoe o rabochem tsikle dvigateley skorost' sgoraniya i rabochiy tsikl dvigatelya* [New about Engine Duty Cycle Combustion Rate and Engine Duty Cycle]. Moscow, Mashgiz Publ., 1962, 271 p. (In Russ.).
- [31] Makushev Yu.P., Polyakova T.A., Mikhaylova L.Yu. Calculation and Analysis of the Engine Indicator Diagram Using Mathematical Methods. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2011, no. 1, pp. 14–19. (In Russ.).
- [32] Chaynov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Design of Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2011, 496 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 06.03.2023

Сведения об авторах

Литвинов Павел Васильевич — аспирант кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения; инженер-конструктор конструкторского отдела ООО «Моментум». E-mail: p_vasilich55@mail.ru

Борисов Вадим Андреевич — кандидат химических наук, старший преподаватель кафедры «Химия и химическая технология» Омского государственного технического университета; научный сотрудник Центра новых химических технологий института катализа СО РАН (филиал Института катализа имени Г.К. Борескова). E-mail: borisovtiger86@mail.ru

Ведрученко Виктор Родионович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения.
E-mail: vedruchenkovr@mail.ru

Грязнова Зарина Николаевна — студентка группы ХТ-191 НХИ Омского государственного технического университета. E-mail: zarina.gryaznova.01@mail.ru

Information about the authors

Litvinov Pavel Vasilievich — Postgraduate, Department of Heat Power Engineering, Omsk State Transport University; Design Engineer, Design Department, Momentum LLC. E-mail: p_vasilich55@mail.ru

Borisov Vadim Andreevich — Ph. D. (Eng.), Senior Lecturer, Department of Chemistry and Chemical Technology, Omsk State Technical University; Researcher, Center for New Chemical Technologies of the Institute of Catalysis of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (Branch of the Boreskov Institute of Catalysis). E-mail: borisovtiger86@mail.ru

Vedruchenko Viktor Rodionovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Heat and Power Engineering, Omsk State Transport University. E-mail: vedruchenkovr@mail.ru

Gryaznova Zarina Nikolaevna — Student, Group HT-191 NHI, Omsk State Technical University. E-mail: zarina.gryaznova.01@mail.ru

Просьба ссылаться на данную статью следующим образом:

Литвинов П.В., Борисов В.А., Ведрученко В.Р., Грязнова З.Н. Определение значений коэффициентов каталитической конверсии монооксида углерода и несгоревших углеводородов в модифицированном малоразмерном двухтактном бензиновом двигателе. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 35–53. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.35-53>

Please cite this article in English as:

Litvinov P.V., Borisov V.A., Vedruchenko V.R., Gryaznova Z.N. Determination of the Catalytic Conversion Coefficients of Carbon Monoxide and Unburned Hydrocarbons in the Modified Small-sized Two-stroke Gasoline Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 35–53. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.35-53>

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.2.54-61

Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет»

Study of the Internal Combustion Engine Toxicity when Working on Various Alternative Fuels

V.A. Likhonov, O.P. Lopatin

Vyatka State Technical University

Представлены исследования токсичности на скоростных режимах высокооборотных дизельных двигателей малой размерности, работающих на различных альтернативных топливах. На основании проведенных лабораторно-стендовых исследований рабочих процессов дизельных двигателей установлена возможность улучшения их экологических показателей, экономии нефтяного дизельного топлива путем применения таких альтернативных топлив, как газомоторное (80 % — природный газ, 20 % — дизельное топливо), метанолю- и этанолю-топливные эмульсии (МТЭ, ЭТЭ, спирт (метанол, этанол) — 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А — 0,5 %, вода — 7,0 %, дизельное топливо — 67,5 %); метанол (88,0 %) и метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ, 12,0 %). Получены важные сведения о содержании в отработавших газах (ОГ) токсичных компонентов (оксидов азота (NO_x), суммарных углеводородов (CH_x), оксида (CO) и диоксида (CO_2) углерода, сажи (C)) в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала. При этом установлены зависимости влияния режимов работы дизельных двигателей на характеристики токсических показателей и определены их числовые значения. Представленные исследования наглядно демонстрируют возможность применения газомоторного и спиртосодержащих топлив в качестве альтернативного не только для экономии нефтяного моторного топлива, но и для снижения токсичности и дымности ОГ, поскольку использование газомоторного топлива почти всегда приводит к снижению дымности ОГ, а спирт со своей более простой структурой и незначительными размерами молекул является одним из определяющих факторов более «чистого сгорания» топлива.

Ключевые слова: дизельный двигатель, альтернативное топливо, природный газ, метанол, этанол, эмульсия, метиловый эфир рапсового масла, токсичность, отработавшие газы

The paper presents a study of toxicity of the high-speed diesel engines of small dimensions operating on various alternative fuels in the high-speed modes. Based on the laboratory and bench studies of the diesel engines working processes, a possibility was established to improve their ecological performance and save the oil diesel fuel by using the alternative fuels such as gas-engine (80 % — natural gas, 20 % — diesel fuel), methanol- and ethanol-fuel emulsions (MTE, ETE, alcohol (methanol, ethanol) — 25 %, S-5A succinimide detergent-dispersant additive — 0.5 %, water — 7.0 %, diesel fuel — 67.5 %); methanol (88.0 %) and rapeseed oil methyl ester (ROME, 12.0 %). Important information was obtained on the toxic components content including nitrogen oxides (NO_x), total hydrocarbons (CH_x), oxide (CO) and dioxide (CO_2) of carbon, soot (C) in the exhaust gases (EG) depending on alterations in the crankshaft speed. At the same time, dependences of the diesel engine operating mode influence were determined on characteristics of the toxic indicators, and their numerical values were established. The presented study clearly demonstrates possibility of using gas-engine and alcohol-containing fuels as the alternative fuel not only for saving the oil engine fuel, but also for reducing the EG toxicity and smoke, since the use of gas-engine fuel almost always leads to a decrease in the EG smoke. And alcohol with its simpler structure and small molecular size is one of the determining factors for the fuel “cleaner combustion”.

Keywords: diesel engine, alternative fuel, natural gas, methanol, ethanol, emulsion, rapeseed oil methyl ester, toxicity, exhaust gases

В последние годы все большие усилия ученых во всем мире направлены на решение проблем истощения невозобновляемых энергетических ресурсов планеты. Несмотря на повсеместное внедрение энергосберегающих технологий, суммарное мировое потребление энергии человечеством растет. Поэтому не удивительно, что для обеспечения энергетической безопасности мировое сообщество ищет пути снижения энергозависимости от исчерпаемых источников энергии. Одним из основных потребителей энергии традиционно является транспортная отрасль, на которую приходится более четверти общего потребления. При этом доля нефти и нефтепродуктов в структуре потребления топлива автомобильным транспортом в развитых странах составляет до 95 % [1–4].

Россия обладает значительным потенциалом в области развития производства возобновляемых источников энергии, в том числе крупнейшей в мире площадью пахотных земель. В Энергетической стратегии России на период до 2035 года отмечается необходимость обеспечить рациональный, экономически обоснованный рост использования альтернативных видов топлива для транспорта и энергетики [5].

Снижение доли транспорта в загрязнении окружающей среды является одним из главных государственных приоритетов, выделенных в Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года [6]. Для снижения негативного воздействия транспорта на окружающую среду предполагается выработать и ввести в действие механизмы государственного регулирования, обеспечивающие мотивацию перевода транспортных средств на экологически чистые виды топлива. Индикаторами достижения этой цели служат доля альтернативных видов топлива в общем топливопотреблении автотранспортных средств и доля парка мобильных средств, работающих на альтернативных топливах [7–9].

Решение этих задач должно предусматривать мотивирование перехода к использованию экологически чистых видов топлива, возобновляемых источников энергии, материалов и технологий, минимизирующих негативное воздействие транспорта, а также меры экономического стимулирования экологичных транспортных технологий, оптимизацию тарифной политики на основе критериев энергоэффективности

и экологического воздействия на окружающую среду [10–12].

Перспективным направлением развития современной энергетики является использование биотопливных технологий, доля которых в мировой структуре потребления топлив неуклонно растет. На сегодняшний день в России на долю биотоплива из общего предложения первичной энергии приходится не более 1 %, при этом около трети биотоплива используется для производства электроэнергии. Всего транспорт потребляет около 20 % всей первичной энергии, и эта доля постепенно растет. А из общего объема производимого моторного топлива транспорт потребляет более 75 %.

Заметим, что эксплуатация автомобилей и тракторов сопровождается значительным загрязнением окружающей среды, при этом основное воздействие на здоровье человека оказывает загрязнение атмосферного воздуха токсичными компонентами отработавших газов (ОГ), загрязнение водной среды, почв и сельхозпродукции [13–15].

Поскольку для сохранения природных ресурсов применяются законодательные ограничения в отношении использования ископаемых видов топлива, все большее внимание в качестве перспективных альтернативных устойчивых источников энергии для автотракторного парка привлекают газомоторные топлива, смесевые спиртовые топлива, растительные масла и их эфиры [16–18].

В Вятском государственном агротехнологическом университете на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования и разработаны модификации дизельных двигателей Д-240 (4Ч 11,0/12,5) для работы на газомоторном топливе, метаноле и этаноле-топливной эмульсии (МТЭ, ЭТЭ); Д-245.12С (4ЧН 11,0/12,5) с турбонаддувом, Д-245.7 (4ЧН 11,0/12,5) с охлаждением наддувочного воздуха для работы на газомоторном топливе; Д-21А1 (2Ч 10,5/12,0) для работы на метаноле и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ) [19–23].

Рассмотрим показатели токсичности ОГ в зависимости от изменения частоты вращения дизельных двигателей, работающих на различных альтернативных топливах, на оптимальных установочных углах опережения впрыскивания топлива. Отбор и анализ проб ОГ для определения в них содержания оксидов азота (NO_x), сум-

марных углеводородов (CH_x), оксида углерода (CO) и диоксида углерода (CO_2) осуществляли с помощью автоматической системы газового анализа АСГА-Т. Для определения дымности ОГ был применен фильтрационный метод измерения, сущность которого заключается в измерении степени почернения фильтра при пропуске через него строго определенного количества газов. Почернение фильтра оценивали по степени его оптического отражения по сравнению с чистым фильтром и измеряли с помощью оптико-электрического дымомера Bosch EFAW-68A (единицы измерения дымности — *bosch*).

Скоростные характеристики токсичности дизельного двигателя, работающего на газомоторном и газомоторном топливе с рециркуляцией отработавших газов (РОГ) при оптимальном установочном угле опережения впрыскивания топлива ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$), представлены на рис. 1.

Анализируя графики содержания токсичных компонентов при работе на газомоторном и газомоторном топливе с РОГ, можно отметить, что геометрические характеристики исследуемых показателей токсичности схожи с геометрическими характеристиками при работе на штатном дизельном топливе при их различных

числовых значениях. Так, при работе на газомоторном топливе с РОГ 20 % при увеличении частоты вращения с 1400 до 2400 мин^{-1} происходит снижение содержания NO_x с 900 до 700 ppm, или на 22,2 %, что ниже аналогичных характеристик работы на дизельном топливе на 30,8 и 30,0 % соответственно. Применение в дизеле газомоторного топлива с РОГ 10 % приводит к снижению содержания CH_x в ОГ до 11,8 % во всем диапазоне изменения частот вращения, а применение РОГ в объеме 20 % вызывает уже увеличение содержания CH_x в ОГ. Применение газомоторного топлива значительно снижает в ОГ содержание сажи (C), а применение РОГ наряду с более значимыми достоинствами (снижение NO_x и общего объема ОГ) ухудшает показатели содержания сажи на 10 % по отношению к показателям при работе дизельного двигателя на газомоторном топливе без рециркуляции. Скоростные характеристики токсичности дизельного двигателя с турбонаддувом, работающего на газомоторном топливе, показаны на рис. 2. Хорошо видно, что при переходе с дизельного топлива на газомоторное, например, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ происходит снижение в ОГ содержания NO_x , сажи, CO, при этом растет содержание CH_x .

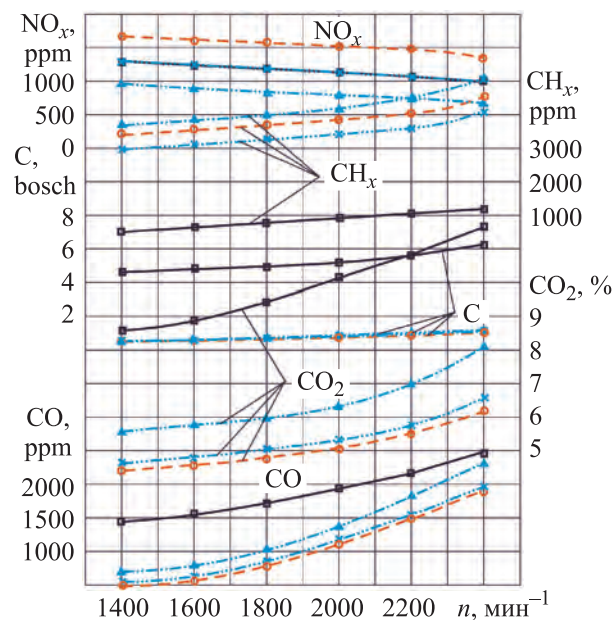


Рис. 1. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$):

□ — дизельное топливо; ○ — газомоторное топливо;
 × — газомоторное топливо с РОГ 10 %; △ — газомоторное топливо с РОГ 20 %

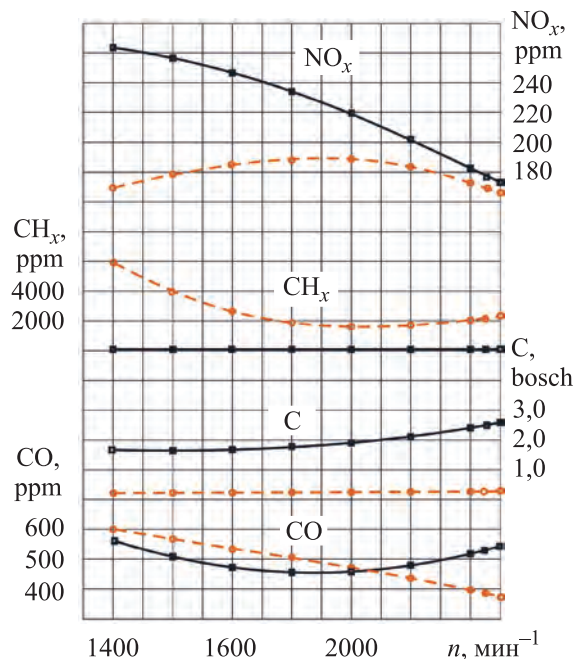


Рис. 2. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$):

□ — дизельное топливо; ○ — газомоторное топливо

Скоростные характеристики токсичности дизельного двигателя с охлаждением наддувочного воздуха, работающего на газомоторном топливе, показаны на рис. 3.

Анализируя изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя с охлаждением наддувочного воздуха при переходе с дизельного топлива на газодизельный режим, отметим, что при работе дизельного двигателя на природном газе во всем скоростном диапазоне значительно снижается содержание оксидов азота NO_x и дымность ОГ, при этом увеличивается содержание CO , CO_2 и CH_x .

Скоростные характеристики токсичности дизельного двигателя, работающего на МТЭ и ЭТЭ, представлены на рис. 4 и 5 соответственно.

Сравнивая содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя при работе на дизельном топливе и спирто-топливных эмульсиях (см. рис. 4 и 5), можно отметить, что применение на дизеле МТЭ и ЭТЭ приводит к снижению содержания NO_x , CO , CO_2 и содержания сажи (С) во всем диапазоне изменения частот вращения.

Скоростные характеристики токсичности дизельного двигателя, работающего на метаноле и МЭРМ, представлены на рис. 6.

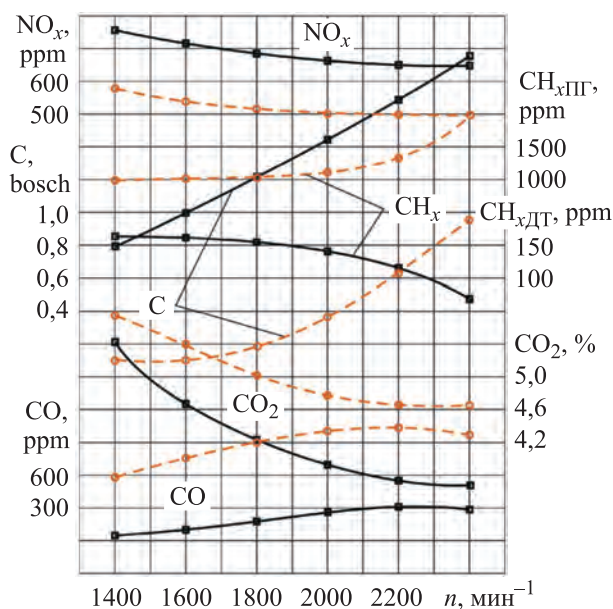


Рис. 3. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 с охлаждением наддувочного воздуха в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$):

□ — дизельное топливо; ○ — газомоторное топливо

Как видно на рис. 6, у дизельного двигателя, работающего на метиловом спирте и МЭРМ, наблюдается снижение выбросов NO_x во всем исследуемом диапазоне изменения частот вращения. Кроме того, с ростом частоты вращения снижение выбросов NO_x становится более значительным. Такое снижение при работе на метаноле и МЭРМ можно объяснить увеличением числа оборотов коленчатого вала дизельного двигателя, вследствие чего меньше времени отводится на процессы смесеобразования и горения, а, как известно, уменьшение длительности процесса сгорания является положительным фактором, тормозящим образование оксидов азота в процессе горения топлива в камере сгорания дизельного двигателя.

В целом же при работе на метаноле и МЭРМ на всех скоростных режимах работы двигателя наблюдается значительное снижение выбросов с ОГ сажи (до 12,1 раз) и CO (до 50,0 %).

На основании проведенных лабораторно-стендовых исследований рабочих процессов дизельных двигателей Д-240 (4Ч 11,0/12,5), Д-245.12С (4ЧН 11,0/12,5) с турбонаддувом, Д-245.7 (4ЧН 11,0/12,5) с охлаждением наддувочного воздуха, Д-21А1 (2Ч 10,5/12,0) установлена

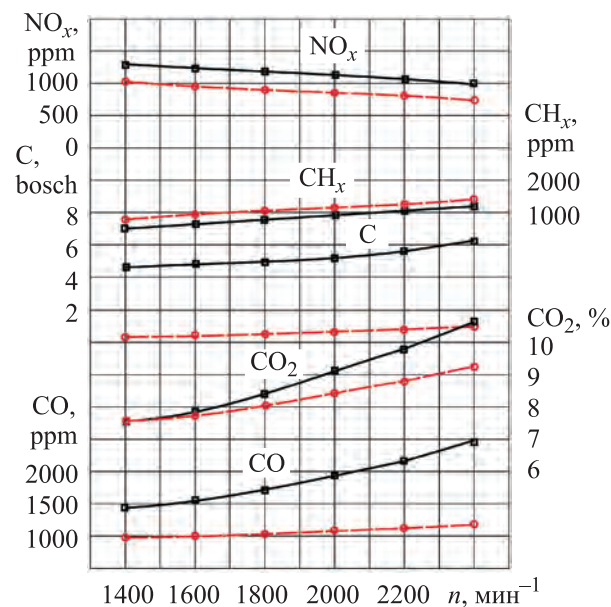


Рис. 4. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$):

□ — дизельное топливо; ○ — МТЭ

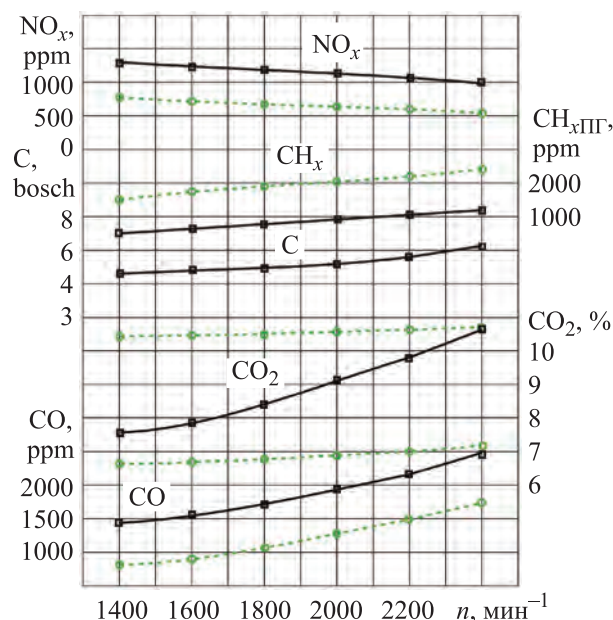


Рис. 5. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения частоты вращения ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$):

□ — дизельное топливо; ○ — ЭТЭ

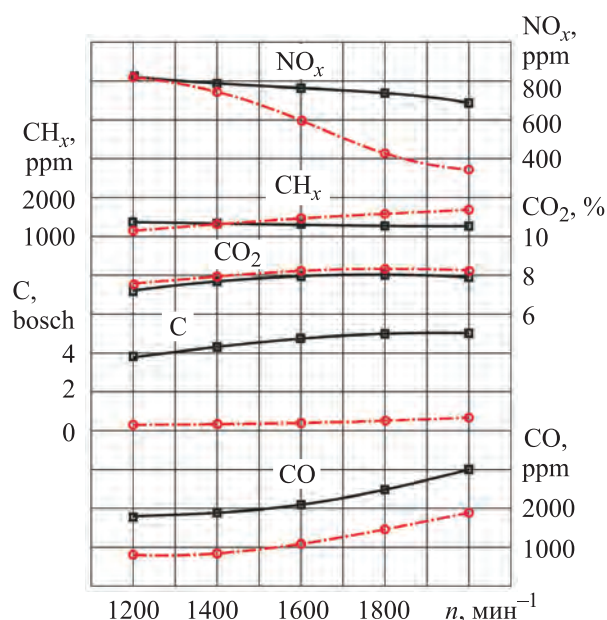


Рис. 6. Содержание токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения частоты вращения:

□ — дизельное топливо ($\Theta_{\text{впр}} = 30^\circ$); ○ — метанол и МЭРМ ($\Theta_{\text{впр}} = 34^\circ$)

Снижение содержания токсичных компонентов в ОГ при работе дизельного двигателя на различном топливе

Режим работы, вид топлива	Снижение содержания, %			Снижение содержания сажи, число раз
	NO _x	CO	CO ₂	
Газомоторное топливо с РОГ 20 %	30,0–30,1	6,3–22,2	30,8–36,8	5,1–8,8
Турбонаддув, газомоторное топливо	6,0–15,6	15,2–19,1	—	20,0–25,0
Охлаждение наддувочного воздуха, газомоторное топливо	22,3–23,2	—	—	2,1–8,0
МТЭ	21,5–25,0	37,9–50,0	1,1–12,8	5,1–8,8
ЭТЭ	40,8–46,0	29,2–44,8	10,3–29,9	4,4–4,9
Метанол и МЭРМ	До 46,1	50,0	—	7,3–12,1

возможность улучшения их экологических показателей, экономии дизельного топлива путем применения различных альтернативных топлив (природного газа, МТЭ, ЭТЭ, метанола и МЭРМ).

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования с представленными в таблице результатами доказывают перспек-

тивность применения для снижения токсичности ОГ:

– для дизельного двигателя без наддува — газомоторного топлива с РОГ, МТЭ, ЭТЭ, метанола и МЭРМ;

– для дизельного двигателя с наддувом с охлаждением и без охлаждения наддувочного воздуха — газомоторного топлива.

Литература

- [1] Wei J., Qiu L., Qian Y., Wang C., Teng Q., Fan C., Pan M. Impact of Methanol Alternative Fuel on Oxidation Reactivity of Soot Emissions from a Modern CI Engine. *Fuel*, 2020, vol. 268, no. 117352. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117352>
- [2] Carvalho M., Torres F., Ferreira V., Silva J., Martins J., Torres E. Effects of Diethyl Ether Introduction in Emissions and Performance of a Diesel Engine Fueled with Biodiesel-Ethanol Blends. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 15, pp. 3787. <https://doi.org/10.3390/en13153787>
- [3] Zhang X., Lyu G., Song C., Qiao Y. Effects of Biodiesel Addition on the Physical Properties and Reactivity of the Exhaust Soot Particles from Diesel Engine. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 6, p. 4206. <https://doi.org/10.3390/en13164206>
- [4] Kanthasamy S., Ramalingam V., Praveen M.V., Karthick A. Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ternary Blends of Linseed and Rubber Seed Oil Biodiesel. *Fuel*, 2021, vol. 285, p. 119255. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119255>
- [5] Об Энергетической стратегии РФ на период до 2035 года. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 09.06.2020 г. № 1523-р.
- [6] Об утверждении Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 27.11.2021 г. № 3363-р.
- [7] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлива для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4 (82), с. 68–77.
- [8] Devaraj Naik B., Meivelu U., Sivasankaralingam V., Thangarasu V., Annamalai S. Experimental and Empirical Analysis of a Diesel Engine Fuelled with Ternary Blends of Diesel, Waste Cooking Sunflower Oil Biodiesel and Diethyl Ether. *Fuel*, 2022, vol. 320, p. 123961. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123961>
- [9] Özer S. Effects of Alternative Fuel use in a Vehicle with TSI (Turbocharged Direct-Injection Spark-Ignition) Engine Technology. *International Journal of Green Energy*, 2021, p. 1904406. <https://doi.org/10.1080/15435075.2021.1904406>
- [10] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Быковская Л.И., Нормуродов А.А. Снижение дымности ОГ дизельных двигателей введением биодобавок растительного происхождения в топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2022, № 1 (85), с. 47–59.
- [11] Nguyen X.P., Pham V.V., Hoang A.T., Ölçer A.I., Angel D., Nayak S.K. Biomass-Derived 2,5-Dimethylfuran as a Promising Alternative Fuel: an Application Review on the Compression and Spark Ignition Engine. *Fuel Processing Technology*, 2021, vol. 214, p. 106687. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2020.106687>
- [12] Yadav P., Kumar N., Gautam R. Improvement in Performance of CI Engine using Various Techniques with Alternative Fuel. *Energy Sources. Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2021, p. 1864517. <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1864517>
- [13] Venue H., Appavu Pillai. Al₂O₃ Nano Additives Blended Polanga Biodiesel as a Potential Alternative Fuel for Existing Unmodified DI Diesel Engine. *Fuel*, 2020, vol. 279, p. 118518. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118518>
- [14] Paparao J., Murugan S. Dual-Fuel Diesel Engine Run with Injected Pilot Biodiesel-Diesel Fuel Blend with Inducted Oxy-Hydrogen (HHO) Gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 40, p. 17788–17807. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.03.235>
- [15] Kumbhar V.S., Pandey A., Varghese A., Patil V. Comparative Assessment of Performance, Combustion, and Emission of Compression Ignition Engine Fuelled with Different Generations of Biodiesel. *International Journal of Sustainable Engineering*, 2021, vol. 14, no. 6, pp. 2082–2096. <https://doi.org/10.1080/19397038.2021.1943043>
- [16] Freitas E.S.C., Guarieiro L.L.N., Amparo K.K.S., Machado B.A.S., Guerreiro E.T.A., da Silva M.V.I., de Jesus J.F.C., Torres E.A. Emission and Performance Evaluation of a Diesel Engine using Addition of Ethanol to Diesel/Biodiesel Fuel Blend. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 9, p. 15092988. <https://doi.org/10.3390/en15092988>
- [17] Thiagarajan S., Varuvel E., Karthickeyan V., Sonthalia A., Kumar G., Saravanan C.G., Dhinesh B., Pugazhendhi A. Effect of Hydrogen on Compression-Ignition (CI) Engine Fueled with Vegetable Oil/Biodiesel from Various Feedstocks: a Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, p. 147. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.12.147>
- [18] Singh R., Kumar R. Insights into the Influence of N-Butanol with Neat Biodiesel and Biodiesel-Diesel Blends on Diesel Engine Characteristics: Review. *International Journal of Energy Research*, 2021, vol. 46, p. 7550. <https://doi.org/10.1002/er.7550>

- [19] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование показателей рабочего процесса быстроходного мало-размерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 61–71. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [20] Лиханов В.А., Лопатин О.П. *Исследование дизеля на спиртовом и газомоторном топливах*. Киров, Вятский ГАТУ, 2021, 175 с.
- [21] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива. *Двигателестроение*, 2018, № 4 (274), с. 13–17.
- [22] Лиханов В.А., Лопатин О.П. *Сгорание, тепловыделение и образование оксидов азота в дизеле, работающем на альтернативных топливах*. Киров, Вятский ГАТУ, 2021, 173 с.
- [23] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Сгорание и тепловыделение в дизеле, работающем на смесевом спиртовом топливе. *Двигателестроение*, 2019, № 2, с. 26–31.

References

- [1] Wei J., Qiu L., Qian Y., Wang C., Teng Q., Fan C., Pan M. Impact of Methanol Alternative Fuel on Oxidation Reactivity of Soot Emissions from a Modern CI Engine. *Fuel*, 2020, vol. 268, no. 117352. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117352>
- [2] Carvalho M., Torres F., Ferreira V., Silva J., Martins J., Torres E. Effects of Diethyl Ether Introduction in Emissions and Performance of a Diesel Engine Fueled with Biodiesel-Ethanol Blends. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 15, pp. 3787. <https://doi.org/10.3390/en13153787>
- [3] Zhang X., Lyu G., Song C., Qiao Y. Effects of Biodiesel Addition on the Physical Properties and Reactivity of the Exhaust Soot Particles from Diesel Engine. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 6, p. 4206. <https://doi.org/10.3390/en13164206>
- [4] Kanthasamy S., Ramalingam V., Praveen M.V., Karthick A. Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ternary Blends of Linseed and Rubber Seed Oil Biodiesel. *Fuel*, 2021, vol. 285, p. 119255. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119255>
- [5] *Ob Energeticheskoy strategii RF na period do 2035 goda* [On the Energy Strategy of the Russian Federation for the period up to 2035]. Decree of the Government of the Russian Federation dated June 9, 2020 no. 1523-r. (In Russ.).
- [6] *Ob utverzhdenii Transportnoy strategii Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda* [On approval of the Transport Strategy of the Russian Federation until 2030 with a forecast for the period up to 2035]. Decree of the Government of the Russian Federation of November 27, 2021 no. 3363-r. (In Russ.).
- [7] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector. Part 1. Gas Engine Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 4 (82), pp. 68–77. (In Russ.).
- [8] Devaraj Naik B., Meivelu U., Sivasankaralingam V., Thangarasu V., Annamalai S. Experimental and Empirical Analysis of a Diesel Engine Fuelled with Ternary Blends of Diesel, Waste Cooking Sunflower Oil Biodiesel and Diethyl Ether. *Fuel*, 2022, vol. 320, p. 123961. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123961>
- [9] Özer S. Effects of Alternative Fuel use in a Vehicle with TSI (Turbocharged Direct-Injection Spark-Ignition) Engine Technology. *International Journal of Green Energy*, 2021, p. 1904406. <https://doi.org/10.1080/15435075.2021.1904406>
- [10] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Bykovskaya L.I., Normurodov A.A. Reducing the Smokiness of Diesel Engine Exhaust Gases by Introducing Plant-Based Bioadditives into the Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2022, no. 1 (85), pp. 47–59. (In Russ.).
- [11] Nguyen X.P., Pham V.V., Hoang A.T., Ölçer A.I., Angel D., Nayak S.K. Biomass-Derived 2,5-Dimethylfuran as a Promising Alternative Fuel: an Application Review on the Compression and Spark Ignition Engine. *Fuel Processing Technology*, 2021, vol. 214, p. 106687. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2020.106687>
- [12] Yadav P., Kumar N., Gautam R. Improvement in Performance of CI Engine using Various Techniques with Alternative Fuel. *Energy Sources. Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 2021, p. 1864517. <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1864517>
- [13] Venue H., Appavu Pillai. Al₂O₃ Nano Additives Blended Polanga Biodiesel as a Potential Alternative Fuel for Existing Unmodified DI Diesel Engine. *Fuel*, 2020, vol. 279, p. 118518. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118518>
- [14] Paparao J., Murugan S. Dual-Fuel Diesel Engine Run with Injected Pilot Biodiesel-Diesel Fuel Blend with Inducted Oxy-Hydrogen (HHO) Gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, vol. 47, no. 40, pp. 17788–17807. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.03.235>

- [15] Kumbhar V.S., Pandey A., Varghese A., Patil V. Comparative Assessment of Performance, Combustion, and Emission of Compression Ignition Engine Fuelled with Different Generations of Biodiesel. *International Journal of Sustainable Engineering*, 2021, vol. 14, no. 6, pp. 2082–2096. <https://doi.org/10.1080/19397038.2021.1943043>
- [16] Freitas E.S.C., Guarieiro L.L.N., Amparo K.K.S., Machado B.A.S., Guerreiro E.T.A., Da Silva M.V.I., de Jesus J.F.C., Torres E.A. Emission and Performance Evaluation of a Diesel Engine using Addition of Ethanol to Diesel/Biodiesel Fuel Blend. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 9, p. 15092988. <https://doi.org/10.3390/en15092988>
- [17] Thiyagarajan S., Varuvel E., Karthickeyan V., Sonthalia A., Kumar G., Saravanan C.G., Dhinesh B., Pugazhendhi A. Effect of Hydrogen on Compression-Ignition (CI) Engine Fueled with Vegetable Oil/Biodiesel from Various Feedstocks: a Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2022, no. 147. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.12.147>
- [18] Singh R., Kumar R. Insights into the Influence of N-Butanol with Neat Biodiesel and Biodiesel-Diesel Blends on Diesel Engine Characteristics: Review. *International Journal of Energy Research*, 2021, vol. 46, no. 7550. <https://doi.org/10.1002/er.7550>
- [19] 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.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [20] Likhanov V.A., Lopatin O.P. *Issledovanie dizelya na spirtovom i gazomotornom toplivakh* [Research of a Diesel Engine on Alcohol and Gas Motor Fuels]. Kirov, Vyatskiy GATU Publ., 2021, 175 p. (In Russ.).
- [21] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Biofuel as a Means to Improve Diesel Engine Performance. *Engines Construction*, 2018, no. 4 (274), pp. 13–17. (In Russ.).
- [22] Likhanov V.A., Lopatin O.P. *Sgoranie, teplovydelenie i obrazovanie oksidov azota v dizele, rabotayushchem na al'ternativnykh toplivakh* [Combustion, Heat Release and the Formation of Nitrogen Oxides in a Diesel Engine Running on Alternative Fuels]. Kirov, VSTU Publ., 2021, 173 p. (In Russ.).
- [23] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Combustion and Heat Release in Engine Firing Fuel-Spirit Mix. *Engines Construction*, 2019, no. 2, pp. 26–31. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 27.04.2023

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

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 54–61. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of the Internal Combustion Engine Toxicity when Working on Various Alternative Fuels. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 54–61. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.2.62-83

Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу

А.С. Кулешов¹, А.А. Кулешов¹, М.В. Гордин¹, В.А. Марков¹, С.В. Плахов²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Computational Studies of the Working Process of a Diesel Locomotive Engine with Hydrogen Additives to Liquid Petroleum Fuel

A.S. Kuleshov¹, A.A. Kuleshov¹, M.V. Gordin¹, V.A. Markov¹, S.V. Plakhov²¹ Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)² LLC Manufacturing Enterprise Dieselavtomatika

В качестве перспективного альтернативного топлива для тепловозных дизельных двигателей рассмотрен водород. Представлены проблемы, возникающие при конвертировании двигателей внутреннего сгорания для работы на водороде. Проанализированы физико-химические и моторные свойства нефтяных моторных топлив и водорода. Исследована организация рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу. При такой двухтопливной работе водород подавался во впускную систему двигателя вблизи впускных клапанов системы газораспределения, а запальное дизельное топливо впрыскивалось в камеру сгорания штатными дизельными форсунками. Проведены расчетные исследования рабочего процесса дизельного двигателя типа Д50 при энергетической доле водорода в общей подаче топлива от 0 до 80 %. Оптимум по топливной экономичности исследуемого двигателя достигнут при энергетической доле водорода в общей подаче топлива, равной 20 %. В этом случае отмечен минимум удельного эффективного расхода топлива, составляющий 202,7 г/(кВт · ч). При больших долях водорода (от 40 до 80 %) для предотвращения детонации необходимо значительно уменьшить угол опережения впрыска дизельного топлива. При энергетической доле водорода в общей подаче топлива, равной 40 %, этот угол необходимо уменьшить до значения 1° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. Это приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива до 210,1 г/(кВт · ч), что на 2 % превышает расход при работе по чисто дизельному циклу.

Ключевые слова: тепловоз, двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, дизельное топливо, водород, топливный элемент, топливная экономичность, показатели токсичности отработавших газов

As a promising alternative fuel for diesel engines are considered hydrogen. Presents the problems arising from the conversion of internal combustion engines to run on hydrogen. Analyzed the physico-chemical properties and motor oil motor fuels and hydrogen. Investigated the organization of the working process of diesel the diesel engine with the addition of hydrogen to liquid petroleum fuels. In such dual-fuel operation, the hydrogen was fed into the intake system of the engine near the intake valve timing system, and a pilot diesel fuel injected into the combustion chamber of regular diesel injectors. Estimated study of the working process of the diesel engine of the type D50 with hydrogen energy share in the total fuel supply from 0 to 80 %. The optimum fuel efficiency of the investigated engine achieved with hydrogen energy share in the total fuel supply is 20 %. In this case, the minimum specific effective fuel consumption is 202.7 g/(kW · h). When large fractions of hydrogen (40 to 80 %) to prevent detonation necessary to significantly reduce the angle of injection of diesel fuel. When hydrogen energy share in the total fuel

supply equal to 40 %, this angle should be reduced to the value 1° of crankshaft rotation before top dead center. This leads to an increase in the specific effective fuel consumption to 210.1 g/(kW · h) or by 2 % compared to working in a pure diesel cycle.

Keywords: diesel locomotive, internal combustion engines, diesel engine, diesel fuel, hydrogen, fuel cell, fuel efficiency, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Железнодорожные перевозки в настоящее время остаются динамично развивающейся отраслью экономики, являющейся одним из основных потребителей моторных топлив. В 2019 г. дизельные двигатели тепловозов ПАО «РЖД» потребляли около 2,5 млн т дизельного топлива. К 2024 г. планируется снизить его потребление до 2,06 млн т [1]. При этом тепловозные дизельные двигатели выбрасывают в атмосферу около 6 % общего выброса этих веществ в атмосферу всеми эксплуатируемыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) [2].

В энергетической стратегии развития холдинга ПАО «РЖД» на перспективу до 2030 г. в качестве одного из путей повышения экономичности и экологичности тепловозов с ДВС рассматривается внедрение новых энергосберегающих технических решений и технологий [3, 4]. Важное направление такого развития — все более широкое использование различных альтернативных источников энергии. Среди таких

источников особое внимание уделяется энергоустановкам, работающим на водороде.

Пристальное внимание к использованию водорода в качестве энергоносителя для различных стационарных и мобильных энергоустановок объясняется повсеместным стремлением к декарбонизации экономики [5–8]. Кроме того, такие качества водорода, как высокая энергоемкость на единицу массы, примерно в 3 раза превышающая массовую энергоемкость нефтяных моторных топлив, и отсутствие в отработавших газах (ОГ) продуктов сгорания углеводородов, позволяют использовать водород в различных отраслях экономики без существенного вреда для окружающей среды.

В связи с этим прогнозируется рост мирового потребления чистого водорода с 75 млн т в 2021 г. до 100 млн т к 2030 г. или со 119 млн т (нынешний объем потребления этого продукта) до 156 млн т (рис. 1) с учетом смешанного потребления (в металлургии, в производстве метанола) [9]. Максимальный прирост потребления водорода ожидается в транспортной отрасли — 12 млн т.

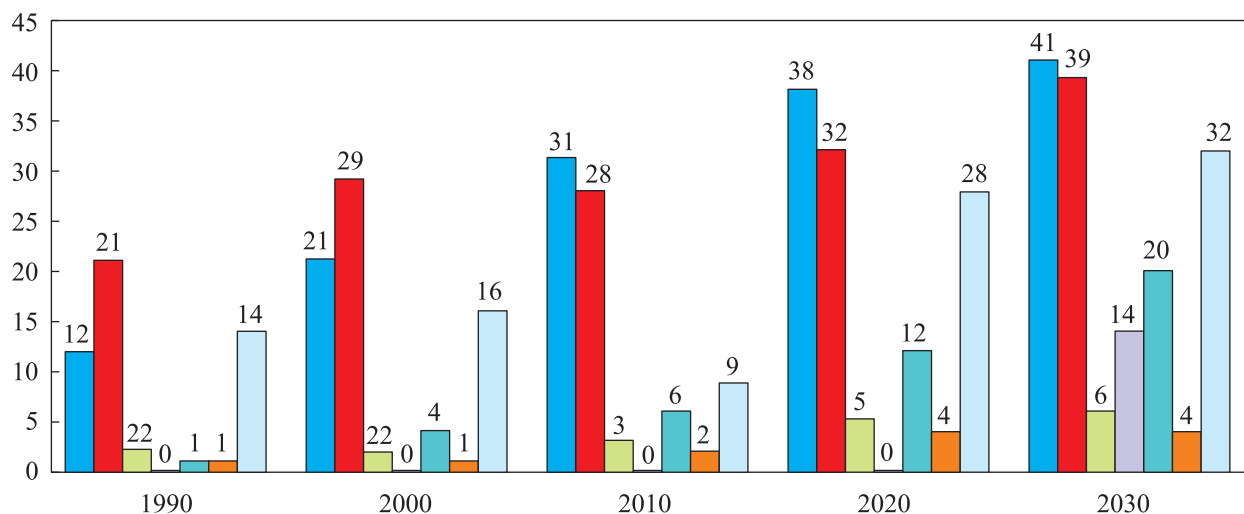


Рис. 1. Динамика потребления чистого водорода и водорода в смесях с другими энергоносителями по сегментам производства, млн т:

■ — нефтепереработка; ■ — производство аммиака; ■ — прочее; ■ — транспорт; ■ — производство метанола в смеси; ■ — металлургия в смеси; ■ — прочее в смеси

В зависимости от глубины реализуемой декарбонизации мировой экономики, достигаемой в ходе «зеленого» энергетического перехода, а также мировой конъюнктуры на традиционные виды топлив рост рынка водородного топлива будет проходить по одному из трех сценариев (рис. 2) [10, 11]. Консервативный сценарий предполагает медленную коммерциализацию технологий водородной энергетики. Он основан на снижении показателей сценария устойчивого развития мировой энергетики, предлагаемого Международным энергетическим агентством (IEA — International Energy Agency). Согласно умеренному сценарию декарбонизации предполагается достаточно быстрая коммерциализация технологий водородной энергетики. Этот сценарий в целом базируется на сценарии устойчивого развития IEA. Оптимистичный сценарий основан на превышении показателей сценария устойчивого развития IEA и предполагает чрезвычайно быструю коммерциализацию технологий водородной. В качестве базового рассматривается умеренный сценарий. Цена на водородное топливо на горизонте 2025–2040 гг. будет снижаться с 4 до 2 тыс. долл. США за тонну. Прогнозируется, что к 2040 г. рынок водорода превысит современный рынок нефти и достигнет 2 трлн долл. Более консервативные оценки предполагают его рост до 70...160 млрд долл.

Динамика дальнейшего развития мирового рынка водородного топлива в значительной степени будет определяться способом его генерирования. Одним из основных способов получения водорода служит каталитическая

конверсия различного углеводородного сырья — метана, метанола, нефтяных моторных топлив и др. [12–14]. Однако для реализации этой технологии требуются значительные затраты энергии (15...20 МДж на кубометр водорода). Перспективным представляется получение водорода электролизом воды [12, 13, 15]. Но и эта технология очень энергозатратна (20...22 МДж на кубометр водорода). Возможно производство водорода из органического сырья [12, 13, 16].

Таким образом, водород рассматривается как наиболее вероятное альтернативное топливо для различных видов транспортных установок, использование которого способно обеспечить переход к углеродно-нейтральной экономике. Уже проводятся интенсивные исследования по применению водородных энергетических установок на транспорте, в сельскохозяйственной технике, на морских и речных судах, в авиации [17–22]. Созданию таких установок для железнодорожного транспорта посвящены работы [23–29].

Пионерские работы по созданию водородных энергетических установок для железнодорожного транспорта были организованы с начала 2010-х годов в Германии. В 2018 г. был запущен первый в мире пригородный пассажирский поезд на водороде типа Coradia iLint компании Alstom (рис. 3) [30–32]. Это был пригородный моторвагонный поезд, состоящий из двух головных вагонов. Он может развивать скорость до 140 км/ч и перевозить до 160 пассажиров. Дальность следования на одной заправке — до 1000 км. Начиная с 2021 г. в Нижней Саксонии пассажиров перевозят уже 14 таких четырехвагонных поездов на водородном топливе. Разработка оказалась удачной, и другие страны ЕС уже разместили заказы на десятки подобных составов.

Позже крупнейший в мире производитель железнодорожного транспорта — китайская корпорация CRRC представила свой первый пассажирский поезд на водородном топливе (рис. 4) [33]. Четырехвагонный состав оказался самым быстрым в мире в своем классе. Он может развивать скорость до 160 км/ч, что на 20 км/ч выше скорости описанного выше немецкого аналога компании Alstom, причем китайская разработка уступает немецкой в запасе хода. Поезд компании Alstom способен на одной заправке преодолеть до 1000 км, а поезд CRRC — только до 600 км. При этом поезд кор-

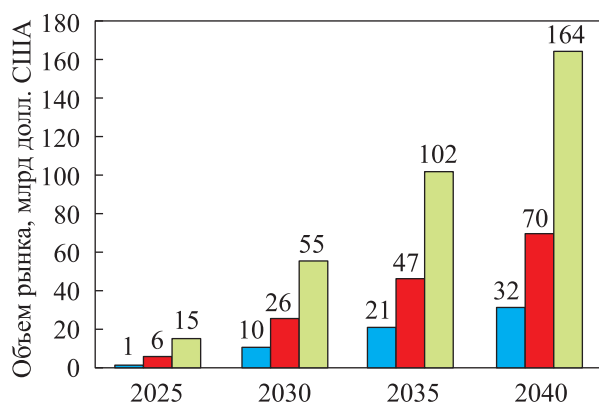


Рис. 2. Прогноз развития мирового рынка водородного топлива, млрд долл. США в год:

■ — консервативный; ■ — умеренный;
■ — оптимистичный

Источник: ACIL ALLEN Consulting, ИЦ EnergyNet



Рис. 3. Водородный поезд Coradia iLint компании Alstom



Рис. 4. Пассажирский поезд на водородном топливе корпорации CRRC

порации CRRC обладает рядом других преимуществ: он поддерживает связь через систему 5G, способен двигаться на автопилоте, самостоятельно возвращаться в депо, запускаться, стартовать и делать остановки.

Отметим, что в развитии водородного транспорта в любой стране главную роль играет инфраструктура. В этом отношении Китай опережает другие развитые страны мира. По данным аналитиков Information Trends, в мире сегодня чуть больше 1000 водородных заправочных станций, треть из них развернуты в Китае. При сохранении подобных темпов развития водородной инфраструктуры Китай может стать лидером в развертывании транспортных маршрутов с использованием водорода в качестве топлива для железнодорожного транспорта.

В России проект по созданию водородного поезда реализуется ПАО «РЖД» совместно с администрацией Сахалинской области, АО «Трансмашхолдинг» и Госкорпорацией «Росатом» [34]. Проект предполагает создание первого гибридного водородного пассажирского поезда, эксплуатация которого запланирована на 2024 г. К 2030 г. внутрироссийский спрос на такие составы может достичь 100 единиц. Также ПАО «РЖД» совместно с АО «Синара — транспортные машины» и группой «РОСНАНО» намерены запустить водородные локомотивы на неэлектрифицированных участках Восточного полигона.

Вместе с тем отметим, что при создании водородных энергетических установок предпочтение чаще отдается водородным топливным элементам, в которых химическая энергия

топлива преобразуется в электрическую энергию прямым методом (без сжигания топлива) в результате электрохимических процессов в постоянно поступающих в топливный элемент активных веществах [12, 28, 29]. В качестве топлива в них используются водород, природный газ, жидкие углеводороды, другие топлива, а в качестве катализатора обычно применяется платина. При этом атомы водорода и кислорода соединяются в молекулу воды без горения, но с выделением электроэнергии и небольшого количества теплоты. Наиболее совершенные промышленно выпускаемые источники тока — низкотемпературные топливные элементы с рабочей температурой ниже 200 °С. КПД таких топливных элементов обычно не превышает 60 %, а в гибридных установках, где топливные элементы используются и для производства тепловой энергии, КПД может достигать 75 %. При этом КПД поршневых ДВС, работающих на водороде, уже достиг значений около 50 % [35]. К преимуществам топливных элементов также можно отнести отсутствие подвижных деталей и бесшумность работы.

В то же время топливные элементы обладают рядом существенных недостатков. Несмотря на заметный прогресс в создании топливных элементов, их энергия остается все еще слишком дорогой для широкого применения. Чтобы водородный топливный элемент стал конкурентом тепловых двигателей, его энергия должна подешеветь не менее чем в 8 раз [36]. Это в значительной степени обусловлено применением платиновых катализаторов, кото-

рые имеют высокую стоимость и подвержены «отравлениям» примесями (монооксид углерода и сероводород). Кроме того, платина, используемая для производства катализаторов, является невозобновляемым ресурсом: считается, что ее запасов хватит на 15–20 лет производства элементов для катализаторов. Отметим также ограниченный ресурс этих элементов вследствие указанного отравления катализатора примесями. В результате ресурс работы топливного элемента обычно не превышает 8–10 тыс. ч, что в несколько раз меньше ресурса традиционных ДВС, работающих на водороде [37]. Из-за низкой скорости химических реакций топливные элементы обладают инертностью, поэтому для работы в условиях быстроизменяющихся нагрузок, характерных для транспортных установок, требуется определенный запас мощности или применение дополнительных технических устройств (аккумуляторных батарей, суперконденсаторов и др.).

В связи с изложенным выше в представленной работе рассмотрена возможность использования на тепловозах поршневых двигателей, адаптированных к работе на водороде. При этом водород может применяться как в чистом виде, так и в качестве добавок к углеводородным топливам. Границы его концентрационных пределов воспламенения обеспечивают широкие пределы изменения коэффициента избытка воздуха в дизельных двигателях. Но при этом надежное воспламенение водорода в камере сгорания двигателя достигается при реализации двухтопливного цикла, в котором в качестве запального используется нефтяное дизельное топливо (ДТ) [38–40]. Цель работы — расчетное исследование рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу.

Проблемы конвертирования двигателей внутреннего сгорания к работе на водороде

Отметим, что водород остается крайне неудобным газом для использования в качестве газомоторного топлива для ДВС из-за различий физико-химических и моторных свойств нефтяных моторных топлив и водорода. Некоторые из этих свойств традиционных углеводородных топлив и водорода представлены в табл. 1 [41]. Согласно приведенным в этой таблице данным,

наибольшие отличия водорода от традиционных моторных топлив отмечаются по таким важнейшим показателям, как плотность топлив, их теплотворная способность, количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания стехиометрических смесей, самовоспламеняемость в камере сгорания (КС) дизеля, пределы воспламенения и скорость распространения пламени в смесях с воздухом.

Одной из основных проблем конвертирования дизельных двигателей для работы на водороде является его жесткое сгорание в КС. При этом скорости нарастания давления в водородном двигателе, работающем на стехиометрической и близкой к ней смесях (при коэффициентах избытка воздуха α , близких к единице), примерно в 3 раза выше аналогичной скорости сгорания бензиновоздушных смесей. Однако при работе с увеличенными значениями коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1,5$ и выше), характерными для дизельных двигателей, скорость горения водородно-воздушных смесей существенно снижается, что обеспечивает приемлемую работу двигателя [41–43]. Дополнительное снижение жесткости сгорания водородно-воздушных смесей достигается при охлаждении надвучного воздуха, реализации цикла Миллера, увеличении влажности рабочей смеси, организации рециркуляции ОГ [13, 17, 41]. Эффективно и впрыскивание водорода непосредственно в цилиндр.

Как отмечено выше, серьезной проблемой использования водорода в качестве газомоторного топлива для дизельных двигателей является его плохая самовоспламеняемость в условиях КС. Температуры самовоспламенения нефтяного ДТ и водорода в КС этих двигателей равны соответственно 250...300 и 510...590 °С (в зависимости от коэффициента избытка воздуха α). Обеспечение надежного самовоспламенения рабочей смеси и снижение жесткости ее сгорания достигаются при организации двухтопливной работы двигателя.

Несмотря на имеющиеся проблемы использования водорода в качестве газомоторного топлива привлекательность его применения в дизельных двигателях объясняется возможностью кардинального снижения выбросов углекислого газа и продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода, несгоревших углеводородов, сажи и твердых частиц [7, 13, 17].

Таблица 1. Физико-химические и моторные свойства нефтяных моторных топлив и водорода

Показатель	Водород	Пропан	Автомобильный бензин	Дизельное топливо летнее
Формула состава	H_2	C_3H_8	C_8H_{17}	$C_{12}H_{26}$
Молекулярная масса	2,02	44,09	114	172
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °C	–252,8	–42,0	40–200	180–360
Плотность при $t = 20$ °C и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	2,02	720–750	800–850
Низшая теплота сгорания: МДж/кг МДж/м ³	119,9 10,8	46,4 91,3	44,0 –	42,5 –
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания стехиометрической смеси: м ³ /м ³ кг/кг	2,38 34,5	23,8 15,7	– 14,7	– 14,3
Пределы воспламенения в стехиометрической смеси с воздухом (по объему паров), %	4,0–74,2	2,3–9,5	1,6–6,0	–
Пределы воспламенения горючей смеси по коэффициенту избытка воздуха (нижний предел / верхний предел)	0,32/8,70	0,40/1,70	0,65/1,10	0,82/1,05
Температура самовоспламенения в камере сгорания дизеля, °C	510–590	440–480	350–400	250–300
Цетановое число	Около 1	16	8–15	45–55
Скорость распространения пламени в смесях с воздухом при различных коэффициентах избытка воздуха, м/с	1,6–2,6	0,40–0,45	0,37–0,43	0,35–0,40
Октановое число по моторному методу ОЧМ, ед.	70	100	80–100	–
Примечание. Для автомобильного бензина и дизельного топлива приведены показатели топлив среднего состава.				

Математические модели рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя при его работе на нефтяном дизельном топливе с добавками водорода

Проведенный анализ возможностей использования различных программных комплексов (ПК) для исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя при его работе на нефтяном ДТ с добавками водорода подтвердил целесообразность использования для этих целей ПК «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана проф. А.С. Кулешовым [44–49].

Объектом расчетного исследования являлся тепловозный дизельный двигатель типа Д50 (6ЧН 31,8/33) производства ОАО «Пенза-дизельмаш» (Пензенский дизельный завод).

Некоторые параметры дизеля Д50 приведены ниже:

Диаметр цилиндра D , мм	318
Ход поршня S , мм	330
Число цилиндров двигателя	6
Степень сжатия	12,6
Номинальная частота вращения вала двигателя n , мин ^{–1}	750
Номинальная мощность двигателя N_e , кВт	920

Дизель с объемным смесеобразованием имел степень сжатия $\epsilon = 12,6$ и неразделенную КС типа «Гессельман» (рис. 5*). Степень сжатия этого двигателя $\epsilon = 12,5$. Дизель оснащен системой газотурбинного наддува, обеспечивающей

* Все последующие рисунки в данной статье построены в ПК «Дизель-РК» и представляют собой экранские копии, полученные при работе программы.

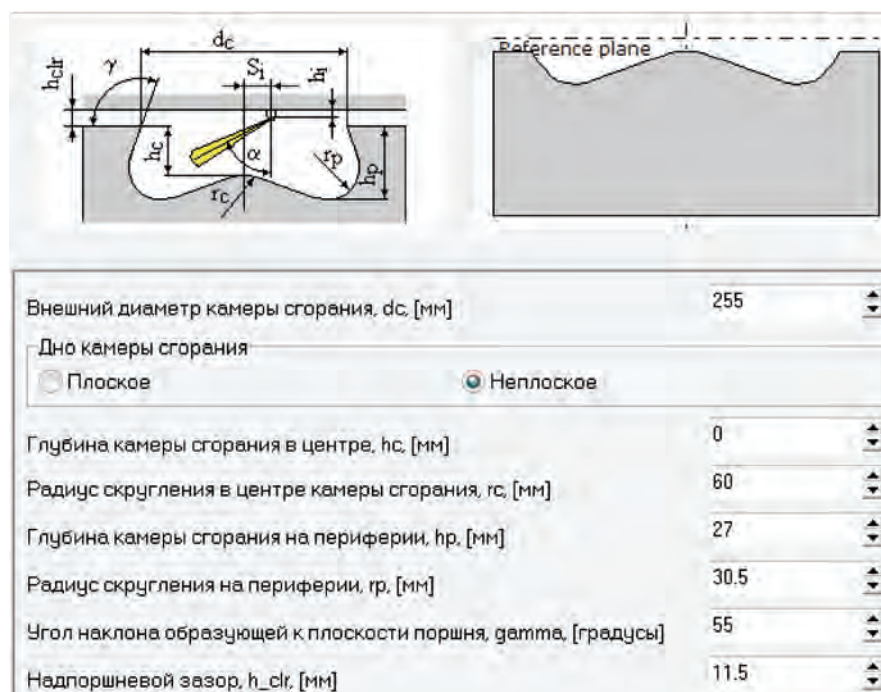


Рис. 5. Камера сгорания типа «Гессельман» в поршне тепловозного дизельного двигателя типа Д50

на номинальном режиме давление наддувочного воздуха около 1,83 бар (абсолютное). Распылитель многосопловой форсунки системы топливоподачи дизеля выполнен с числом распыливающих отверстий $i_p = 9$ диаметром $d_p = 0,38$ мм.

Перед началом расчетного исследования была проведена идентификация математической модели двигателя типа Д50 на номинальном режиме при его работе на дизельном топливе. Моделирование осуществлялось в ПК «Дизель-РК». Параметры топливной системы дизеля и характеристики струй распыливаемого топлива приведены на рис. 6. Безразмерная характеристика впрыскивания дизельного топлива на номинальном режиме работы дизельного двигателя типа Д50 представлена на рис. 7. Эта характеристика была рассчитана с использованием ПК «Впрыск», разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана проф. Л.В. Греховым [50–52].

Сравнение расчетных и экспериментальных данных, полученных при расчетах с использованием ПК «Дизель-РК» для номинального режима работы дизельного двигателя типа Д50, приведено в табл. 2. Как следует из данных этой таблицы, результаты расчета достаточно хорошо совпадают с имеющимися результатами измерений,

за исключением температуры перед турбиной и максимального давления цикла. На температуру перед турбиной сильно влияет охлаждение выпускного коллектора. Систематическая разница между расчетными и экспериментально полученными значениями температуры газа перед турбиной объясняется известным эффектом погрешности измерения температуры нестационарного потока в сторону ее завышения.

Исследуемый дизельный двигатель имел следующие фазы газораспределения: начало впуска — 56° поворота коленчатого вала (ПКВ) до нижней мертвой точки (НМТ); окончание впуска — 41° ПКВ за ВМТ; начало выпуска — 66° ПКВ до НМТ; окончание выпуска — 56° ПКВ за ВМТ. Результаты расчета газообмена представлены на рис. 8. Визуализация развития топливных струй в КС на момент окончания впрыска и диаграммы распределения топлива по характерным зонам КС представлены на рис. 9. Анализ и сопоставление расчетных и экспериментальных данных, приведенных в табл. 2, позволяют сделать вывод о достаточной точности моделирования процессов газообмена и сгорания. Настроенная математическая модель была использована в дальнейших расчетных исследованиях.

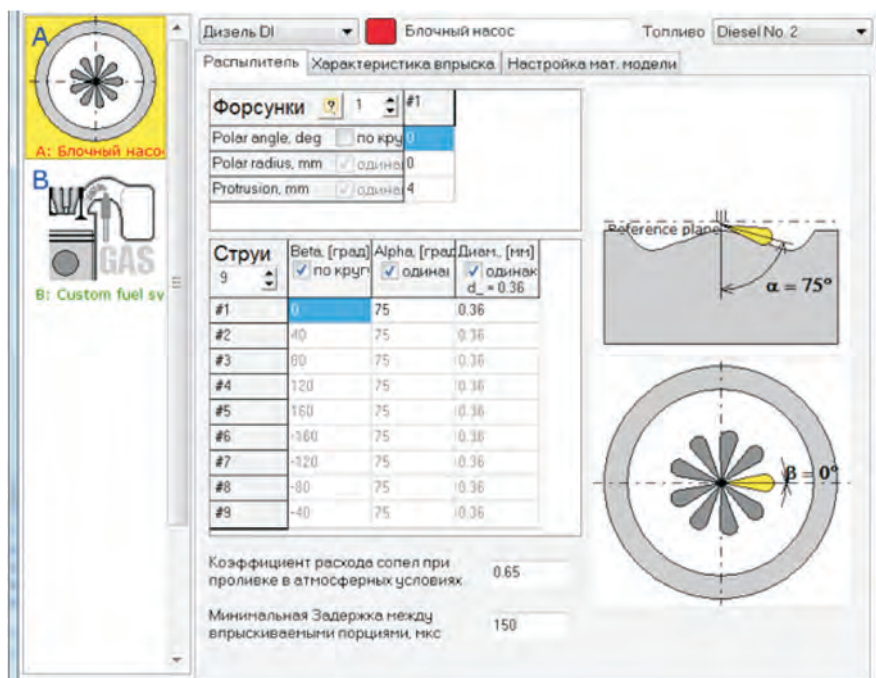


Рис. 6. Параметры топливной системы дизельного двигателя типа Д50 и характеристики струй распыливаемого топлива

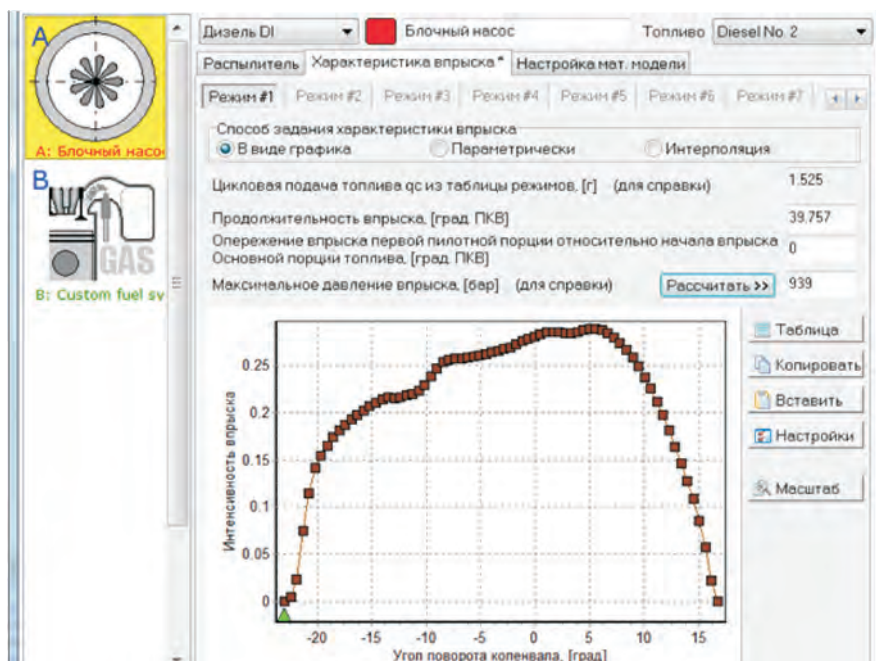


Рис. 7. Характеристика впрыскивания дизельного топлива на номинальном режиме работы дизельного двигателя типа Д50

Таблица 2. Экспериментальные и расчетные данные по дизельному двигателю типа Д50, работающему на номинальном режиме на нефтяном ДТ

Параметр	Единицы измерения	Значение	
		Эксперимент	Расчет
Температура окружающей среды	К	289	
Давление окружающей среды	бар	0,997	
Температура охладителя в дизеле	К	344,0	
Температура охладителя в ОНВ	К	297,0	
Частота вращения	мин ⁻¹	750,0	
Мощность	кВт	992,6	995,5
Удельный эффективный расход топлива	г/(кВт · ч)	207,4	206,8
Цикловая подача	г	1,525	
Расход воздуха	кг/с	2,370	2,368
Давление до ОНВ	бар	1,867	1,867
Потери давления в ОНВ	бар	0,040	0,040
Давление за ОНВ	бар	1,827	1,827
Температура до ОНВ	К	357,0	357,4
Температура после ОНВ	К	309,0	309,1
Коэффициент потерь давления в ОНВ A_{cool}	–	0,01296	0,01470
Термическая эффективность ОНВ E_{cool}	–	0,800	0,800
Степень повышения давления π_k^*	–	1,873	
Давление перед турбиной	бар	1,577	1,650
Температура перед турбиной, T_t	К	763,0	675,0
Степень понижения давления π_t	–	1,58	1,62
КПД турбокомпрессора	–	0,61	0,61
Угол опережения впрыска	град. ПКВ до ВМТ	16,60	
Максимальное давление впрыска топлива	бар	920,0	924,0
Продолжительность впрыска	град. ПКВ	38,48	38,00
Максимальное давление цикла p_z	бар	89,0	82,8
Угол максимального давления	град. ПКВ	13,0	9,0
Период задержки самовоспламенения	град. ПКВ	8,8	8,2
<i>Примечание.</i> ОНВ — охладитель наддувочного воздуха; ПКВ — поворот коленчатого вала; ВМТ — верхняя мертвая точка.			

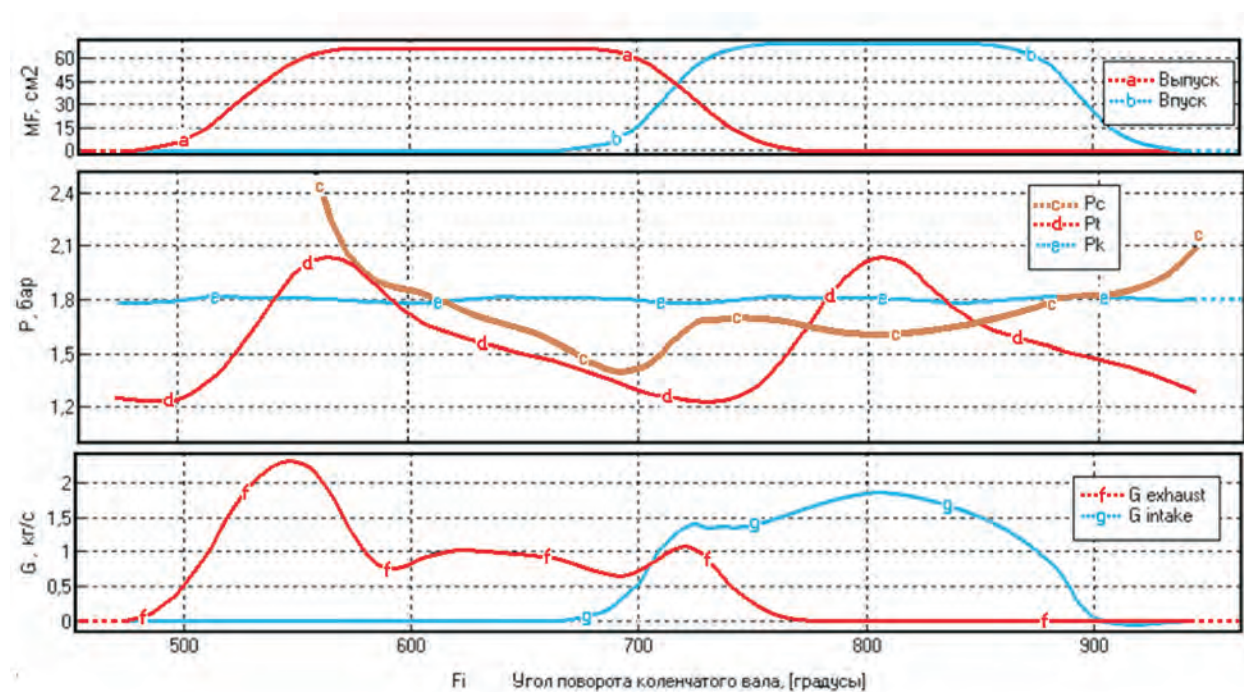


Рис. 8. Результаты расчета газообмена дизельного двигателя типа Д50 на номинальном режиме:

MF — площади проходных сечений, открываемых впускными и выпускными клапанами; P_c , P_t , P_k — давления в цилиндре, в выпускном коллекторе, во впускном коллекторе, соответственно; G_{intake} , $G_{exhaust}$ — расходы газа через впускные и выпускные клапанные каналы

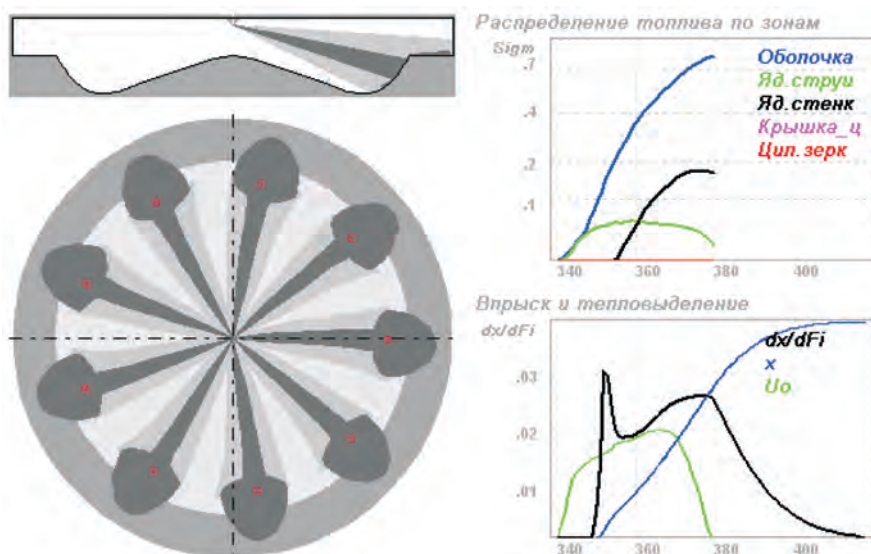


Рис. 9. Визуализация развития топливных струй в КС на момент окончания впрыска и диаграммы распределения топлива по характерным зонам КС на номинальном режиме:

на верхнем правом рисунке *Яд.струи* — ядро струи; *Яд.стенк* — ядро пристеночного потока; *Крышка_ц* — крышка цилиндра; *Цил.зерк* — зеркало цилиндра; *Signt* — абсолютная доля топлива в зонах: синяя — в оболочке струи, зеленая — в ядре струи, черная — в ядре пристеночного потока, красная — на зеркале цилиндра; на нижнем правом рисунке — dx/dFi (черная) — характеристика тепловыделения; χ (синяя) — интегральная характеристика тепловыделения; U_0 (зеленая) — характеристика впрыскивания; по осям абсцисс на рисунках слева отложен угол φ , град. ПКВ

Исходные данные и настройка математической модели для расчета рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу

Расчетное исследование работы двигателя с добавками водорода на впуске проводили с использованием математических моделей ПК «Дизель-РК», которые выше были идентифицированы для случая работы дизельного двигателя типа Д50 на нефтяном ДТ. В этом исследовании принято, что подача нефтяного ДТ осуществлялась штатной топливной системой, а водород подавался в газовой фазе во впускную систему двигателя вблизи впускных клапанов. Цикловые порции ДТ $m_{\text{ДТ}}$ и водорода $m_{\text{газ}}$ для разных расчетов вычислены с учетом теплотворной способности

ДТ и водорода и представлены в табл. 3. Характеристики впрыска запальных порций ДТ показаны на рис. 10.

Из-за отсутствия экспериментальных характеристик впрыска для номинального режима с меньшими цикловыми подачами ДТ возникла необходимость модифицировать исходную характеристику впрыска для меньших цикловых подач ДТ. Поскольку частота вращения для всех режимов одна и та же, передние и задние фронты модифицированных характеристик должны совпадать с фронтами исходной характеристики. Продолжительность впрыска уменьшена так, чтобы получилась заданная цикловая подача ДТ, указанная в табл. 3. В связи с тем что рассматриваемый двигатель имеет значительное перекрытие впускных и выпускных клапа-

Таблица 3. Поддачи ДТ и водорода (газ) для разных расчетов

Параметры	Номер режима*					
	1	2	3	4	5	6
Энергетическая доля водорода, %	0	10	20	40	60	80
Энергетическая доля ДТ, %	100	90	80	60	40	20
Общая энергия топлива, кДж	64,8125	64,8125	64,8125	64,8125	64,8125	64,8125
$m_{\text{ДТ}}$, г	1,5250	1,3725	1,2200	0,9150	0,6100	0,3050
$m_{\text{газ}}$, г	0	0,0540	0,1079	0,2159	0,3238	0,4317

Примечание. Низшая теплота сгорания нефтяного ДТ $H_{\text{иДТ}} = 42,5$ МДж/кг; низшая теплота сгорания водорода $H_{\text{и газ}} = 120$ МДж/кг.

* Здесь и далее под номером режима подразумевается номер расчета параметров исследуемого двигателя на режиме максимальной мощности $N_e = 920$ кВт при $n = 750$ мин⁻¹, при этом каждый расчет отличается долей подаваемого водорода в общей подаче топлива.

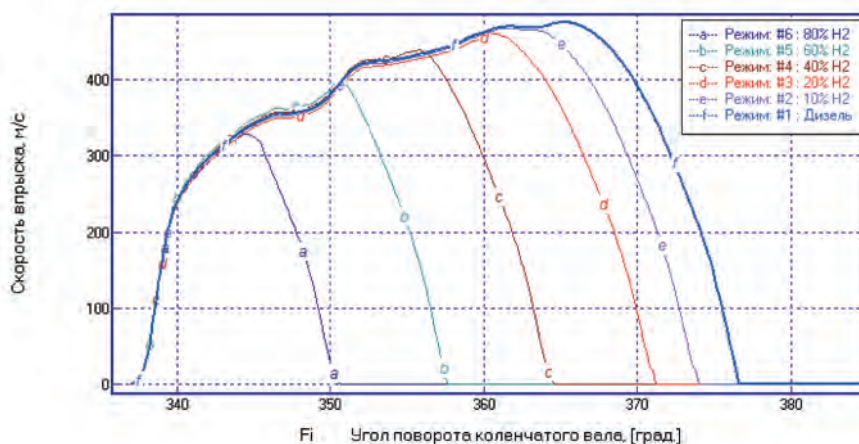


Рис. 10. Характеристика впрыска ДТ на исследуемых расчетных режимах

Поддача газа: Custom fuel system Топливо: Hydrogen

Конструкция: Настройка мат. модели

Место подачи основного топливного газа:

- ☐ Перед компрессором
- ☐ Во впускной коллектор
- ☒ Во впускной канал
- ☐ Непосредственно в цилиндр

Параметры подаваемого газа по режимам

Режим	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	#10
p_gas, bar	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	5.5	5.5	5.5	5.5
T_gas, K	363	363	363	363	363	363	363	363	363	363
Phi_gse, deg	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Phi_gse, ms	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	0.6667	1.667	1.667	1.667	0.6667

Начало сгорания газа:

- ☐ Явно задается в таблице, которая появится при выборе этого пункта. Модель э
- ☒ Определяется "Настройкой мат. модели" -> "Модель задержки воспламенения"

Газовая форсунка

Количество газовых форсунок: 1

Количество сопловых отверстий в одной форсунке: 9

Диаметр сопловых отверстий, dl, мм: 5

Коэффициент расхода сопловых отверстий: 0.72

Рис. 11. Параметры системы подачи водорода исследуемого двигателя

Поддача газа: Custom fuel system Топливо: Hydrogen

Конструкция: Настройка мат. модели

Параметры сгорания в основной газовой зоне

Режим	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	#10
Re-calc	0	3	3	3	3	3	0	0	0	0
Phi_z, град	55	18.5	18.5	18.5	18.5	18.5	55	55	55	55
m_v	3	1.4	1.4	1.4	1	1	3	3	3	3

Re-calc: 0 = Задать параметры Вибре явно; 1 = Исп. алпр. Вошни для бензина; 2 = Исп. алпр. для Метана; 3 = Исп. алпр. для Водорода (для 3-х зонной модели сгорания газа)

Phi_z: Продолжительность сгорания

m_v: Показатель сгорания

Набор данных для ДКМ

Данные для Детального Кинетического Механизма в расчете предпламенных реакций: Hydrogen_LLNL_v1_ab_252.sid

Модель задержки воспламенения

Использовать в расчете: Поправочный коэффициент

☐ Упрощенная модель T_activ, K (°) 1100

☒ Интегральный Расчет CHEMKIN

☐ Пошаговый Расчет CHEMKIN

☐ Осредненный Расчет CHEMKIN

(°) T_activ - Критическая температура зоны активации K

Параметр сокращения периода задержки самовоспламенения из-за непосредственного влияния уже горящего топлива на, еще не

0.4

Рис. 12. Настройки трехзонной модели сгорания в исследуемом двигателе

нов, была принята схема питания его водородом с подачей водорода во впускной клапанный канал (рис. 11). При расчетах рабочего процесса такого газодизельного двигателя использована трехзонная модель сгорания, подробно описанная в работе [41] (рис. 12).

Расчетные исследования рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя и результаты расчетов

Водород обладает большей теплотой сгорания и горит быстрее, чем нефтяное ДТ. Это дает предпосылки для роста индикаторного КПД и, соответственно, меньшего расхода топлива. Но этим достоинством не всегда можно воспользоваться, потому что в широком диапазоне давлений и температур возникают условия для сгорания водорода по всему объему, а не только во фронте пламени от запальной порции ДТ (или искры запальной свечи). При таком взрывном характере сгорания (детонации) газа давление и температура в цилиндре достигают высоких пиковых значений, что может привести к быстрому повреждению деталей двигателя. Для контроля готовности газозооушной смеси к детонации, в программе «Дизель-РК» рассчитывается параметр LW_{knock} , определяющий готовность заряда к самовоспламенению. Это модифицированный интеграл Ливенгуда — Bu (Livengood–Wu, или LW) для зоны свежей смеси топливного газа (ТГ) и воздуха (подробнее см. в работе [41]). Отличие его от оригинала состоит в том, что после достижения значения $LW = 1,0$ происходит корректировка его значения, которая учитывает отношение временного интервала расчета LW к общей длительности сгорания ТГ. Если этой корректировки не делать, то значение LW может нарастать лавинообразно. Чем раньше интеграл Ливенгуда — Bu достигнет значения $LW = 1,0$, тем больше будет итоговое значение LW_{knock} . На задержку самовоспламенения влияют температура, давление и химический состав смеси. При расчете используется детальный кинетический механизм окисления водорода, созданный в лаборатории LLNL (Lawrence Livermore National Laboratory) [53].

Самым простым способом предотвращения детонации служит изменение угла опережения впрыска ДТ. Чтобы избежать детонации, приходится идти на ухудшение экономичности. Для выбора оптимального угла опережения впрыс-

ка запального ДТ был проведен однофакторный численный эксперимент, где угол опережения подачи ДТ θ варьировался от -10 до 30° ПКВ до ВМТ. В качестве критерия возникновения детонации применяется параметр LW_{knock} . При $LW_{knock} < 1,0$ детонация не возникает. При $LW_{knock} \geq 1,0$ будет детонация. При выборе оптимального значения θ следует учитывать ограничение по максимальному давлению сгорания p_z . При энергетической доле водорода, равной 10 % от общей подаче топлива, оптимальное значение угла опережения впрыска ДТ составляет $\theta = 17^\circ$ ПКВ до ВМТ (на рис. 13, а отмечено черной вертикальной линией). При энергетических долях водорода в общей подаче топлива, равных 20 % (рис. 13, б), 40 % (рис. 13, в), 60 % (рис. 13, г) и 80 % (рис. 13, д), оптимальные значения угла θ составляют соответственно 14° ПКВ до ВМТ, 1° ПКВ до ВМТ, 0° ПКВ (ВМТ) и 20° ПКВ за ВМТ. Оптимальные значения θ на указанных рисунках отмечены черными вертикальными линиями.

На рис. 13, е представлены зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e , максимального давления за цикл p_z , готовности заряда к детонации LW_{knock} от угла опережения впрыска дизельного топлива θ для всех исследованных номеров расчета. В табл. 4 приведены параметры рабочего процесса газодизеля 6ЧН 31,8/33 (Д-50) на режиме полной мощности с разными долями добавки водорода к нефтяному ДТ.

Скорости тепловыделения при сгорании дизельного топлива и водорода, полученные в расчетах 2–6, представлены на рис. 14, а–д соответственно. Суммарные скорости тепловыделения во всех исследованных случаях представлены на рис. 14, е.

Результаты проведенных расчетных исследований подтвердили эффективность добавления водорода к жидкому нефтяному топливу при улучшении показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов тепловозного дизельного двигателя при условии введения ограничений на жесткость процесса сгорания.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. В качестве объекта расчетных исследований выбран тепловозный дизельный двигатель типа Д50 (6ЧН 31,8/33) производства

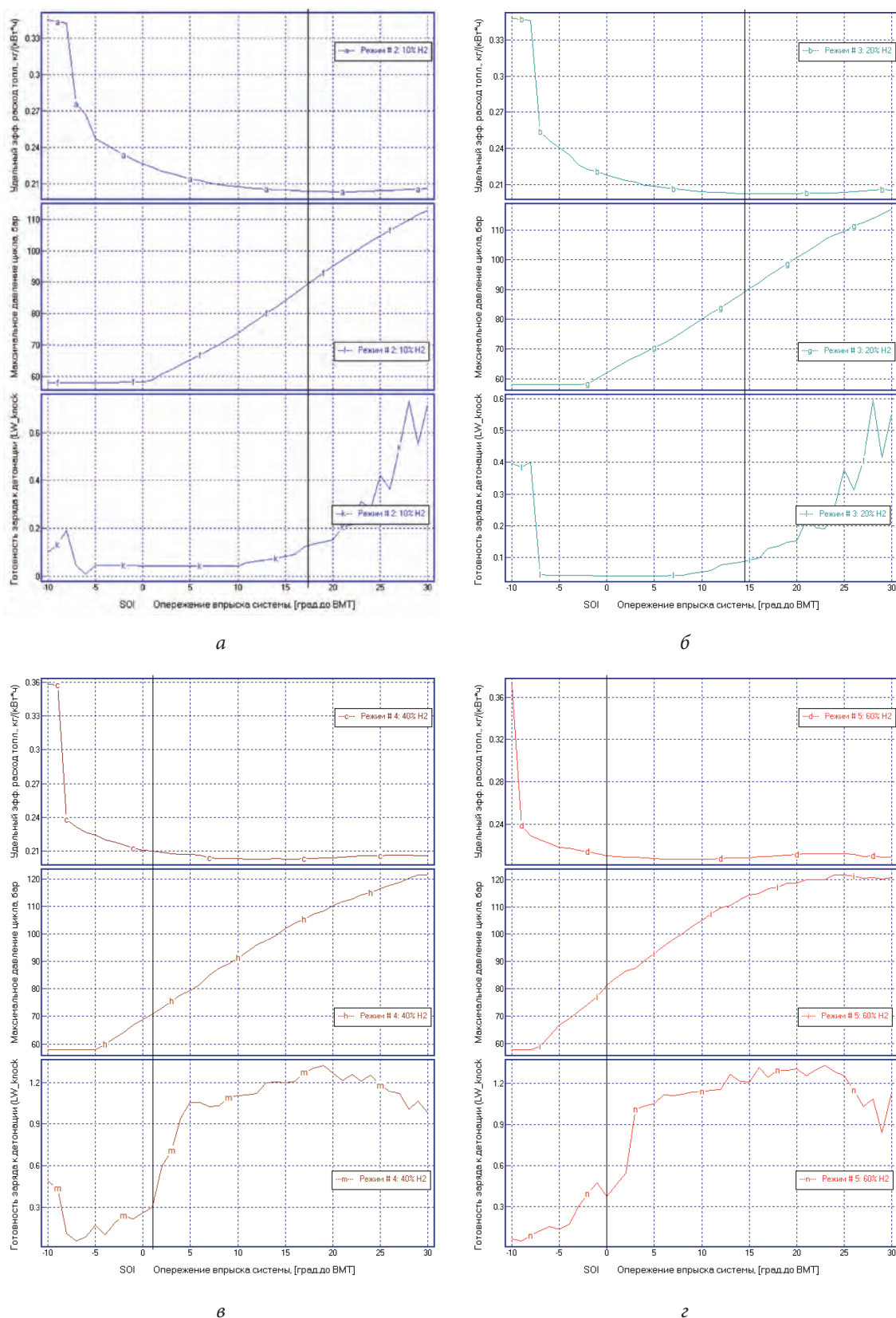


Рис. 13 (начало). Зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e , максимального давления за цикл p_z , готовности заряда к детонации LW_{klock} от угла опережения впрыска дизельного топлива θ при энергетической доле водорода:

a — 10 % от общей подачи топлива; *б* — 20 %; *в* — 40 % от общей подачи топлива; *г* — 60 %

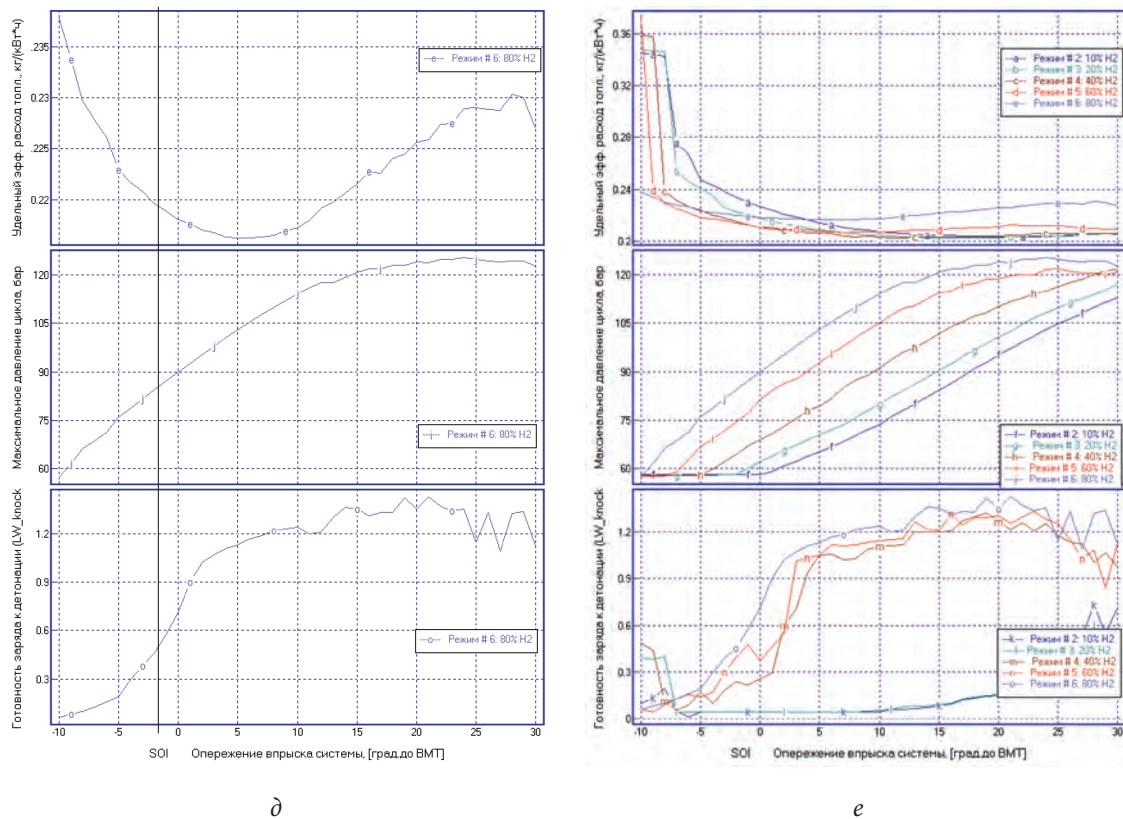


Рис. 13 (окончание). Зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e , максимального давления за цикл p_z , готовности заряда к детонации LW_{knock} от угла опережения впрыска дизельного топлива θ при энергетической доле водорода:

а — 80 %; б — для всех исследованных номеров расчета

Таблица 4. Параметры рабочего процесса исследуемого двигателя, работающего на режиме полной мощности с разными подачами водорода

Параметры	Номер расчета					
	1	2	3	4	5	6
Энергетическая доля водорода, %	0	10	20	40	60	80
Угол опережения впрыска нефтяного ДТ θ , град. ПКВ до ВМТ	17	17	14	1	0	-2
Суммарный удельный эффективный расход топлива* g_e , г/(кВт · ч)	205,8	203,9	202,7	210,1	210,4	219,7
Эффективная мощность N_e , кВт	995	1005	1011	975	974	933
Эффективный КПД двигателя, η_e	0,41	0,41	0,42	0,40	0,40	0,38
Коэффициент избытка воздуха, α	2,50	2,51	2,51	2,50	2,44	2,35
Коэффициент избытка воздуха по газу α_{gas}	—	29,00	14,28	6,87	4,33	3,02
Продолжительность сгорания 99 % топлива $\phi_{z_{H_2+ДТ}}$, град. ПКВ	64,6	59,8	55,0	48,9	40,2	30,7
Средний диаметр капель по Заутеру d_{32} , мкм	23	23	23	25	27	31
Максимальное давление сгорания p_z , бар	82,8	88,6	88,1	70,8	81,3	84,3
Показатель готовности газозвдушной смеси к детонации LW_{knock}	—	0,12	0,08	0,30	0,38	0,46
Удельный выброс углекислого газа e_{CO_2} , г/(кВт · ч)	666	594	525	408	273	142

* Удельный эффективный расход топлива, приведенный к топливу с низшей теплотворной способностью $H_u = 42,7$ МДж/кг.

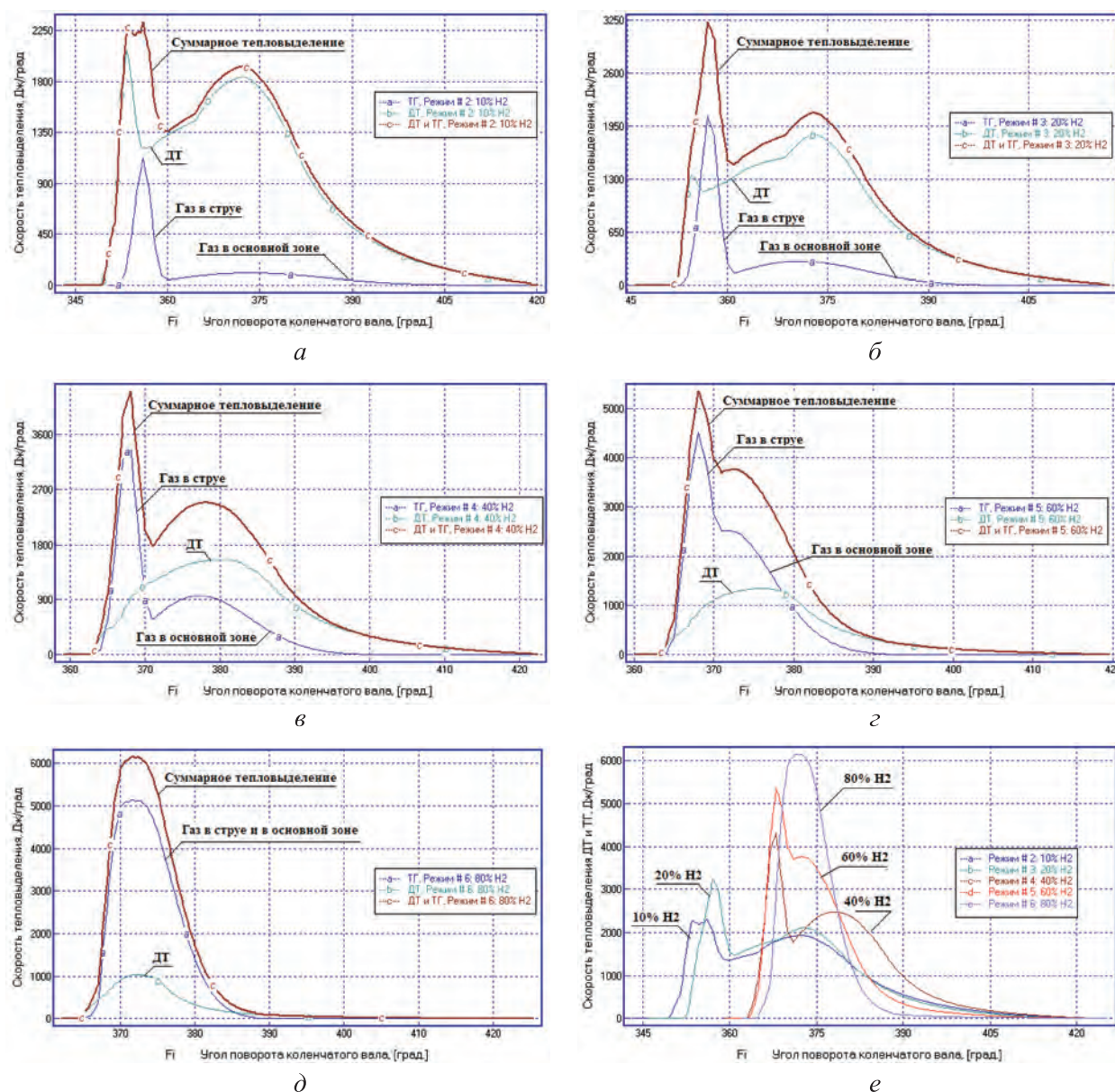


Рис. 14. Зависимости скоростей тепловыделения при сгорании ДТ и водорода (ТГ) от угла ПКВ в различных режимах:

a — энергетическая доля водорода 10 %; *б* — 20 %; *в* — 40 %; *г* — 60 %; *д* — 80 %; *е* — для всех режимов

ОАО «Пензадизельмаш», работающий в составе тепловозной дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д. Одна из основных проблем конвертирования тепловозных дизелей к работе на водороде — плохая воспламеняемость водорода в камере сгорания. Обеспечение надежного самовоспламенения рабочей смеси и снижение жесткости ее сгорания достигается при организации двухтопливной работы двигателя. Принято, что водород подавался во впускную систему двигателя вблизи впускных клапанов системы

газораспределения, а запальное дизельное топливо впрыскивалось в камеру сгорания штатными дизельными форсунками.

2. Проведенные с использованием ПК «Дизель-РК» расчетные исследования показали, что работа двигателя типа Д50 на номинальном режиме в составе тепловозной дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д в указанном газодизельном цикле возможна при энергетических долях водорода в общей подаче топлива, равных от 10 до 80 %. При малых долях водорода

(10 и 20 %) детонация не является ограничивающим фактором. Оптимум по топливной экономичности исследуемого двигателя достигается при энергетической доле водорода в общей подаче топлива, равной 20 %. В этом случае достигнут минимум удельного эффективного расхода топлива, приведенного к низшей теплоте сгорания $H_U = 42,7$ МДж/кг и равного 202,7 г/(кВт · ч). При больших долях водорода (от 40 до 80 %) для предотвращения детонации необходимо значительно уменьшить угол опережения впрыска дизельного топлива. При энергетической доле водорода в общей подаче топлива, равной 40 %, этот угол необходимо уменьшить до 1° ПКВ до ВМТ. Это приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива до 210,1 г/(кВт · ч) или на 4,3 г/(кВт · ч) — на 2 % по сравнению с работой в чисто дизельном цикле.

3. При переводе исследуемого тепловозного дизеля с чисто дизельного цикла на газодизель-

ный цикл с энергетической долей подаваемого в цилиндры водорода 20 % удельный выброс углекислого газа снижается с 666 до 525 г/(кВт · ч), т. е. на 21,2 %. Отмечено, что при конвертировании исследуемого дизельного двигателя для работы на водороде появляется возможность кардинального снижения выбросов углекислого газа с отработавшими газами, а также уменьшения выбросов продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода, несгоревших углеводородов, сажи и твердых частиц.

4. Кроме уменьшения угла опережения впрыска дизельного топлива известны другие средства борьбы с детонационным сгоранием водородно-воздушных смесей, среди которых охлаждение наддувочного воздуха, реализация цикла Миллера, увеличение влажности рабочей смеси, организация рециркуляции отработавших газов. Эффективно также впрыскивание водорода непосредственно в цилиндр.

Литература

- [1] РЖД к 2024 г. планируют снизить потребление дизтоплива локомотивами примерно на 18 %. URL: <https://company.rzd.ru/ru/9401/page/78314?id=157430> (дата обращения 15.04.2023).
- [2] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных*. Рига, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.
- [3] Энергетическая стратегия холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года, утвержденная распоряжением ОАО «РЖД» от 15.12.2011 г. № 2718р.
- [4] Стратегия научно-технологического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга), утвержденная распоряжением ОАО «РЖД» от 17.04.2018 г. № 769/р.
- [5] Митрова Т., Мельников Ю., Чугунов Д., Глаголева А. *Водородная экономика — путь к низкоуглеродному развитию*. Москва, Центр энергетики Московской школы управления Сколково, 2021, 63 с.
- [6] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.
- [7] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [8] 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.
- [9] *Водородная лихорадка: аналитический обзор*. URL: https://www.ra-national.ru/sites/default/files/analytic_article/Hydrogen_0.pdf (дата обращения 22.03.2023).
- [10] Холкин Д.В., Чаусов И.С. Новая формула энергетического перехода. *Энергетическая политика*, 2020, № 12, с. 40–54.
- [11] Чаусов И., Холкин Д. Национальная водородная стратегия в контексте энергетического перехода. *Водородная энергетика: точки роста*, 2021, № 20, с. 9–12.
- [12] Козлов С.И., Фатеев В.Н. *Водородная энергетика: современное состояние, проблемы, перспективы*. Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2009, 520 с.
- [13] 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.

- [14] Рачевский Б.С. Развитие энергетики сжатого и сжиженного природного газа как переходного этапа к водородной энергетике. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 3, с. 16–19.
- [15] Григорьев С.А., Порембский В.И., Фатеев В.Н., Самсонов Р.О., Козлов С.И. Получение водорода электролизом воды: современное состояние, проблемы и перспективы. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2008, № 3, с. 62–69.
- [16] Кротов М.Ф., Коробцев С.В., Фатеев В.Н., Самсонов Р.О., Козлов С.И. Производство водорода из органического сырья. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 3, с. 73–79.
- [17] 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.
- [18] Мельник Г.В. Водород — перспективное топливо для поршневых двигателей (материалы конгресса СИМАС 2019). *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 35–53.
- [19] 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.
- [20] Мастепанов А.М. Водородная энергетика России: состояние и перспективы. *Энергетическая политика*, 2020, № 12, с. 54–65. https://doi.org/10.46920/2409-5516_2020_12154_54
- [21] Поваляев А.Е., Колбасов А.Ф., Козлов В.Н. Перспективы водородного транспорта в России. *Грузовик*, 2021, № 3, с. 23–31. <https://doi.org/10.36652/1684-1298-2021-3-23-31>
- [22] Рагимов Э.А. Водородные транспортные средства в городских транспортных системах. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 62–68.
- [23] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта. Москва, ИНТЕКСТ, Труды «ВНИИЖТ», 2008, 144 с.
- [24] Носырев Д.Я., Мишкин А.А. Перспективы применения алюмоводородной энергетики на железнодорожном транспорте. Самара, СамГУПС, 2016, 160 с.
- [25] Бабков Ю.В., Котяев Д.В., Прохор Д.И., Воронков А.Г., Журавлев С.Н. Особенности использования водорода на железнодорожном транспорте: выбор агрегатного состояния и способы экипировки локомотива водородом. *Бюллетень результатов научных исследований*, 2021, вып. 2, с. 107–118. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-2-107-118>
- [26] Богославский А.Е. Водородное топливо. Перспективы применения на подвижном составе. *Транспорт Российской Федерации*, 2019, № 6, с. 40–45.
- [27] Григорович Д.Н. Использование альтернативных видов топлива и энергоустановок на железнодорожном транспорте. *Вестник института проблем естественных монополий: техника железных дорог*, 2012, № 1, с. 49–56.
- [28] Григорович Д.Н. Применение водорода в качестве моторного топлива на железнодорожном транспорте. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 3, с. 68–72.
- [29] Григорович Д.Н. Формирование предложений по использованию водородного топлива на железнодорожном транспорте с учетом анализа зарубежного опыта. *Бюллетень ОУС ОАО РЖД*, 2013, № 6, с. 37–49.
- [30] В Германии стартовали массовые пассажирские перевозки на водородных поездах Coradia iLint. URL: <https://3dnews.ru/1073014/v-germanii-startovali-massovie-passagirskie-perevozki-na-vodorodnih-poezdah-coradia-ilint> (дата обращения 26.08.2022).
- [31] Поезд Coradia iLint на топливных элементах. *Железные дороги мира*, 2017, № 4, с. 52–55.
- [32] Транспорт на водороде. *Водородная энергетика: точки роста*, 2021, № 8, с. 30.
- [33] В Китае запущен самый быстрый в мире пассажирский поезд на водородном топливе, а еще у него есть автопилот. URL: <https://3dnews.ru/1080794/v-kitae-zapushchen-samiy-bistriy-v-mire-passagirskiy-poezd-na-vodorodnom-toplive-on-dvigetsya-so-skorostyu-160-kmch> (дата обращения 24.01.2023).
- [34] H2-Локомотивы. Перевод железнодорожного транспорта на водород. РУСГАЗКРИО. URL: <https://rusgazcryo.ru/wp-content/uploads/2021/10/zavodskie-n2-lokomotivy.pdf> (дата обращения 24.01.2023).
- [35] Топливный элемент. URL: <https://alter220.ru/news/toplivnyj-element.html> (дата обращения 17.01.2023).
- [36] Основные принципы работы топливного элемента. URL: <https://metallurgist.pro/osnovnye-printsipy-raboty-toplivnogo-elementa> (дата обращения 17.04.2023).
- [37] Водородная энергетика: начало большого пути. URL: <https://habr.com/ru/companies/toshibarus/articles/428511> (дата обращения 17.04.2023).
- [38] Chintala V.A., Subramanian K. A. Comprehensive Review on Utilization of Hydrogen in a Compression Ignition Engine under Dual Fuel Mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 70, pp. 472–491. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247>

- [39] Tomita E., Kawahara N., Piao Z. et al. Hydrogen Combustion and Exhaust Emissions Ignited with Diesel Oil in a Dual Fuel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3503, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3503>
- [40] Santoso W.B., Bakar R.A., Nur A. Combustion Characteristics of Diesel-Hydrogen Dual Fuel Engine at Low Load. *Energy Procedia*, 2013, vol. 32, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.002>
- [41] Кулешов А.С., Гордин В.М., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 70–96. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [42] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [43] Shirk M.G., McGuire T.P., Neal G., Haworth D.C. Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle. *International Journal Hydrogen Energy*, 2008, vol. 33, iss. 23, pp. 7237–7244. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.07.128>
- [44] Кулешов А.С., Грехов Л.В. Расчетное формирование оптимальных законов управления дизелями на традиционных и альтернативных топливах. *Безопасность в техносфере*, 2007, № 5, с. 30–32.
- [45] Kuleshov A.S. Model for Predicting Air-Fuel Mixing, Combustion and Emissions in DI Diesel Engines over Whole Operating Range. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-2119, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [46] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its Application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape. *SAE Technical Paper Series*, 2007, no. 2007-01-1908, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [47] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p.
- [48] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [49] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [50] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [51] Грехов Л.В., Кулешов А.С. *Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 64 с.
- [52] Грехов Л.В. *Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндр двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999, 390 с.
- [53] Ó Conaire M., Curran H.J., Simmie J.M., Pitz W.J., Westbrook C.K. A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36 (11), pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>

References

- [1] RZhD k 2024 g. planiruyut snizit' potreblenie diztopliva lokomotivami primerno na 18 % [By 2024, Russian Railways plans to reduce the consumption of diesel fuel by locomotives by about 18 %]. Available at: <https://company.rzd.ru/ru/9401/page/78314?id=157430> (accessed April 15, 2023).
- [2] 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.).
- [3] *Energeticheskaya strategiya kholdinga "Rossiyskie zheleznnye dorogi" na period do 2015 goda i na perspektivu do 2030 goda, utverzhdannaya rasporyazheniem OAO "RZhD" ot 15.12.2011 g. № 2718r* [The Energy Strategy of the Russian Railways Holding for the Period Up to 2015 and for the Future Up to 2030, Approved by Order of Russian Railways OJSC Dated December 15, 2011 no. 2718r].
- [4] *Strategiya nauchno-tekhnologicheskogo razvitiya kholdinga "RZhD" na period do 2025 goda i na perspektivu do 2030 goda (Belaya kniga), utverzhdannaya rasporyazheniem OAO "RZhD" ot 17.04.2018 g. № 769/r* [The Strategy of Scientific and Technological Development of the Russian Railways Holding for the Period Up to 2025 and for the Future Up to 2030 (White Book), Approved by Order of Russian Railways OJSC Dated April 17, 2018 no. 769/r].

- [5] Mitrova T., Mel'nikov Yu., Chugunov D., Glagoleva A. *Vodorodnaya ekonomika — put' k nizkouglerodnomu razvitiyu* [Hydrogen Economy — a Path to Low-Carbon Development]. Moscow, Tsentr energetiki Moskovskoy shkoly upravleniya SKOLKOVO Publ., 2021, 63 p. (In Russ.).
- [6] Abakumov A.M. Towards Low-Carbon Mobility. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 47–60. (In Russ.).
- [7] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [8] Shurekov V.V., Samokhina S.S., Myakinov A.V. Hydrogen Fuel Usage in Aviation as a Method for Redu. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2020, no. 1, pp. 54–60. (In Russ.).
- [9] *Vodorodnaya likhoradka: analiticheskiy obzor* [Hydrogen Fever: an Analytical Review]. Available at: https://www.ra-national.ru/sites/default/files/analitic_article/Hydrogen_0.pdf (accessed March 22, 2023).
- [10] Kholkin D.V., Chausov I.S. New Energy Transition Formula. *Energeticheskaya politika*, 2020, no. 12, pp. 40–54. (In Russ.).
- [11] Chausov I., Kholkin D. National Hydrogen Strategy in the Context of the Energy Transition. *Vodorodnaya energetika: tochki rosta*, 2021, no. 20, pp. 9–12. (In Russ.).
- [12] Kozlov S.I., Fateev V.N. *Vodorodnaya energetika: sovremennoe sostoyanie, problemy, perspektivy* [Hydrogen Energy: Current State, Problems, Prospects]. Moscow, Gazprom VNIIGAZ Publ., 2009, 520 p. (In Russ.).
- [13] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).
- [14] Rachevskiy B.S. Development of Compressed and Liquefied Natural Gas Energy as a Transitional Stage to Hydrogen Energy. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 3, pp. 16–19. (In Russ.).
- [15] Grigor'ev S.A., Poremskiy V.I., Fateev V.N., Samsonov R.O., Kozlov S.I. Hydrogen Production by Water Electrolysis: State of the Art, Problems and Prospects. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2008, no. 3, pp. 62–69. (In Russ.).
- [16] Krotov M.F., Korobtsev C.V., Fateev V.N., Samsonov R.O., Kozlov S.I. Production of Hydrogen from Organic Raw Materials. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 3, pp. 73–79. (In Russ.).
- [17] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [18] Mel'nik G.V. Hydrogen is a Promising Fuel for Piston Engines (Proceedings of the CIMAC 2019 Congress). *Engines Construction*, 2020, no. 2, pp. 35–53. (In Russ.).
- [19] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for the Sustainable Development of the Transport Sector. Part 2. Hydrogen Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 5, pp. 53–62. (In Russ.).
- [20] Mastepanov A.M. Hydrogen Power Engineering in Russia: State and Prospects. *Energy Policy*, 2020, no. 12, pp. 54–65. (In Russ.). https://doi.org/10.46920/2409-5516_2020_12154_54
- [21] Povalyaev A.E., Kolbasov A.F., Kozlov V.N. Prospects for Hydrogen Transport in Russia Spectechnika. *Gruzovik*, 2021, no. 3, pp. 23–31. (In Russ.). <https://doi.org/10.36652/1684-1298-2021-3-23-31>
- [22] Ragimov E.A. Hydrogen Vehicles in Urban Transport Systems. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 4, pp. 62–68. (In Russ.).
- [23] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Al'ternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative Fuels for Railway Rolling Stock]. Moscow, INTEKST, Trudy "VNIIZhT" Publ., 2008, 144 p. (In Russ.).
- [24] Nosyrev D.Ya., Mishkin A.A. *Perspektivy primeneniya alyumovodorodnoy energetiki na zheleznodorozhnom transporte* [Prospects for the Use of Aluminum Hydrogen Energy in Railway Transport]. Samara, SamGUPS Publ., 2016, 160 p. (In Russ.).
- [25] Babkov Yu.V., Kotyaev D.V., Prokhor D.I., Voronkov A.G., Zhuravlev S.N. Features of the Use of Hydrogen in Railway Transport: the Choice of the Aggregate State and Methods of Equipping the Locomotive with Hydrogen. *Bulletin of Scientific Research Result*, 2021, iss. 2, pp. 107–118. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-2-107-118>
- [26] Bogoslavskiy A.E. Prospects of Application of Hydrogen Fuel on Rolling Stock. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2019, no. 6, pp. 40–45. (In Russ.).
- [27] Grigorovich D.N. Usage of Alternative Fuels and Power Stations in Railway Transportation. *Vestnik instituta problem estestvennykh monopoliy: tekhnika zheleznnykh dorog*, 2012, no. 1, pp. 49–56. (In Russ.).

- [28] Grigorovich D.N. The Use of Hydrogen as a Motor Fuel in Railway Transport. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 3, pp. 68–72. (In Russ.).
- [29] Grigorovich D.N. Formation of Suggestions on the Usage of Hydrogen Fuel at the Railway Transport Taking into Consideration Analysis of Foreign Experience. *Byulleten' OUS OAO RZhD*, 2013, no. 6, pp. 37–49. (In Russ.).
- [30] *V Germanii startovali massovye passazhirskie perevozki na vodorodnykh poezdakh Coradia iLint* [In Germany, Mass Passenger Transportation Started on Hydrogen Trains Coradia iLint]. Available at: <https://3dnews.ru/1073014/v-germanii-startovali-massovie-passagirske-perevozki-na-vodorodnih-poezdah-coradia-ilint> (accessed August 26, 2022).
- [31] Coradia iLint Fuel Cell Train. *Zheleznye dorogi mira*, 2017, no. 4, pp. 52–55. (In Russ.).
- [32] Transport on Hydrogen. *Vodorodnaya energetika: tochki rosta*, 2021, no. 8, p. 30. (In Russ.).
- [33] *V Kitae zapushchen samyy bystryy v mire passazhirskiy poezd na vodorodnom toplive, a eshche u nego est' avtopilot* [China has Launched the World's Fastest Hydrogen-Powered Passenger Train, and it also has an Autopilot]. Available at: <https://3dnews.ru/1080794/v-kitae-zapushchen-samiy-bistriy-v-mire-passagirskiy-poezd-na-vodorodnom-toplive-on-dvigetsya-so-skorostyu-160-kmch> (accessed January 24, 2023).
- [34] *H2-Lokomotivy. Perevod zheleznodorozhnogo transporta na vodorod*. RUSGAZKRIO [H2-Locomotives. Transfer of Railway Transport to Hydrogen. RUSGAZKRIO]. Available at: <https://rusgazyro.ru/wp-content/uploads/2021/10/zavodskie-n2-lokomotivy.pdf> (accessed January 24, 2023).
- [35] *Toplivnyy element* [Fuel Cell]. Available at: <https://alter220.ru/news/toplivnyj-element.html> (accessed January 17, 2023).
- [36] *Osnovnye printsipy raboty toplivnogo elementa* [Basic Principles of Fuel Cell Operation]. Available at: <https://metallurgist.pro/osnovnye-printsipy-raboty-toplivnogo-elementa> (accessed April 17, 2023).
- [37] *Vodorodnaya energetika: nachalo bol'shogo puti* [Hydrogen Energy: the Beginning of a Long Journey]. Available at: <https://habr.com/ru/companies/toshibarus/articles/428511> (accessed April 17, 2023).
- [38] Chintala V.A., Subramanian K. A. Comprehensive Review on Utilization of Hydrogen in a Compression Ignition Engine under Dual Fuel Mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 70, pp. 472–491. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247>
- [39] Tomita E., Kawahara N., Piao Z. et al. Hydrogen Combustion and Exhaust Emissions Ignited with Diesel Oil in a Dual Fuel Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3503, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3503>
- [40] Santoso W.B., Bakar R.A., Nur A. Combustion Characteristics of Diesel-Hydrogen Dual Fuel Engine at Low Load. *Energy Procedia*, 2013, vol. 32, pp. 3–10. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.002>
- [41] Kuleshov A.S., Gordin V.M., Markov V.A., Barchenko F.B., Karpets F.S. Computational Study of the Working Process of a Dual-Fuel Hydrogen Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 3, pp. 70–96. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [42] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical Processes in Diesel Engines Converted to Natural Gas and Hydrogen]. Moscow, BMSTU Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [43] Shirk M.G., McGuire T.P., Neal G., Haworth D.C. Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle. *International Journal Hydrogen Energy*, 2008, vol. 33, iss. 23, pp. 7237–7244. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.07.128>
- [44] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Calculation Formation of Optimal Control Laws for Diesel Engines Running on Traditional and Alternative Fuels. *Safety in Technosphere*, 2007, no. 5, pp. 30–32. (In Russ.).
- [45] Kuleshov A.S. Model for Predicting Air-Fuel Mixing, Combustion and Emissions in DI Diesel Engines over Whole Operating Range. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-2119, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [46] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its Application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape. *SAE Technical Paper Series*, 2007, no. 2007-01-1908, pp. 1–10. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [47] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p.
- [48] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [49] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of Calculation Methods and Optimization of Working Processes of Internal Combustion Engines]. Dr. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).

- [50] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Control Systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [51] Grekhov L.V., Kuleshov A.S. *Matematicheskoe modelirovanie i komp'yuternaya optimizatsiya toplivopodachi i rabochikh protsessov dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Mathematical Modeling and Computer Optimization of Fuel Supply and Working Processes of Internal Combustion Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2000, 64 p. (In Russ.).
- [52] Grekhov L.V. *Nauchnye osnovy razrabotki sistem toplivopodachi v tsilindr dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Scientific Basis for the Development of Fuel Supply Systems to the Cylinder of Internal Combustion Engines]. Dr. Diss. Moscow, BMSTU Press, 1999, 390 p. (In Russ.).
- [53] Ó Conaire M., Curran H.J., Simmie J.M., Pitz W.J., Westbrook C.K. A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36 (11), pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>

Материалы получены редакцией 27.04.2023

Сведения об авторах

Кулешов Андрей Сергеевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: askuleshov@mail.ru

Кулешов Алексей Андреевич — инженер кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

Гордин Михаил Валерьевич — кандидат технических наук, ректор 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

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

Information about the authors

Kuleshov Andrey Sergeevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: askuleshov@mail.ru

Kuleshov Aleksey Andreevich — Engineer of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

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

Markov Vladimir Anatolievich — 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

Plakhov Sergey Valentinovich — Ph. D. (Eng.), Deputy General Director for Project Works, LLC Manufacturing Enterprise Dieselvatomatika. E-mail: plahov@overta.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 62–83. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.62-83>

Citation:

Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Computational Studies of the Working Process of a Diesel Locomotive Engine with Hydrogen Additives to Liquid Petroleum Fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 62–83. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.62-83>

УДК 621.436, 665.11

DOI: 10.18698/jec.2023.2.84-99

Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей

А.Ю. Балакин¹, А.Д. Росляков¹, В.А. Неверов², М.И. Шлёнов²¹ Самарский государственный университет путей сообщения² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Using Ethyl Alcohol as the Diesel Engine Fuel

A.Y. Balakin¹, A.D. Roslyakov¹, V.A. Neverov², M.I. Shlenov²¹ Samara State Transport University² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Современные требования к показателям топливной экономичности и токсичности отработавших газов двигателей внутреннего сгорания могут быть достигнуты при использовании альтернативных топлив. В качестве перспективного альтернативного топлива для дизельных двигателей рассмотрен этиловый спирт. Для надежного воспламенения этилового спирта в камере сгорания дизельного двигателя целесообразно использовать его смеси или эмульсии с нефтяным дизельным топливом. При этом необходимо обеспечить требуемые мощностные показатели двигателя, надежную работу его топливной аппаратуры, высокую эффективность процесса сгорания смесевых топлив с добавками этанола. Выполнены расчетные оценки термодинамического состояния продуктов сгорания смесей дизельного топлива и этанола и расчеты теплового состояния элементов дизельных форсунок. Показано, что при прочих равных условиях при подаче этанола в цилиндры мощность дизельного двигателя несколько повышается из-за увеличения содержания паров воды в продуктах сгорания. Представлены методика и расчет прогрева топлива в пограничном слое канала распылителя форсунки за цикл впрыска в дизеле типа Д-240. Со снижением запальной дозы дизельного топлива уменьшается прокачка топлива через форсунку и в проточной части распылителя повышается температура топлива. Этот процесс приводит к образованию смолистых отложений в распылителе и к заклиниванию иглы форсунки. Даны рекомендации по организации процесса подачи этанола в цилиндры двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, этиловый спирт, смесевое топливо, эмульгированное топливо

Compliance of modern requirements with indicators of fuel efficiency and toxicity of the exhaust gases in regard to the internal combustion engines could be achieved using the alternative fuels. Ethyl alcohol was considered as a promising alternative fuel for the diesel engines. It is advisable to use its mixtures or emulsions with the petroleum diesel fuel to ensure reliable ignition of the ethyl alcohol in the diesel engine combustion chamber. At the same time, it is necessary to provide the required engine power indicators, reliable operation of its fuel equipment and high efficiency in combustion of the mixed fuels with the ethanol additives. Thermodynamic state of the combustion products of diesel fuel and ethanol mixtures were estimated in calculation, as well as the thermal state of the diesel injector elements. It was shown that, with other things being equal, the diesel engine power somewhat increased with the ethanol supplied to the cylinders to the growing water vapor content in the combustion products. Technique and fuel heating calculations in the boundary layer of the injector nozzle channel for the injection cycle in the D-240 diesel engine were presented. With a decrease in the diesel fuel ignition dose, fuel pumping through the nozzle also decreased, while the fuel temperature in the atomizer flow part of the atomizer was increasing. That process led to formation of resinous deposits in the atomizer and jamming the nozzle needle. Recommendations are provided on supplying ethanol to the engine cylinders.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, petroleum diesel fuel, ethyl alcohol, mixed fuel, emulsified fuel

Введение

Приоритетным направлением совершенствования поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является улучшение показателей токсичности их отработавших газов (ОГ) [1–3]. В качестве эффективного средства улучшения названных показателей рассмотрено применение различных альтернативных топлив [4–6]. Среди альтернативных топлив необходимо выделить биотоплива, вырабатываемые из различного растительного сырья. Привлекательность этих топлив обусловлена практически неисчерпаемой сырьевой базой для их производства и хорошими экологическими качествами [7–9].

К биотопливам в первую очередь следует отнести биоэтанол (этиловый спирт) $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$ (или $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$). Он имеет приемлемую стоимость и уже достаточно широко используется в качестве моторного топлива для ДВС [10–12]. В настоящее время мировое производство этилового спирта (ЭС) уже превысило 100 млн т [13]. Лидерами в мировом производстве ЭС остаются США и Бразилия — совокупная доля этих двух стран составляет более 70 % общемирового производства этанола. Его производят преимущественно из растительного сырья (кукуруза, сахарный тростник, сахарная свекла, пшеница и др.) методом сбраживания биомассы. Полученный таким образом спирт не является безводным, содержание этанола в нем не превышает 95,6 %. Смесь 95,57 % этанола и 4,43 % воды является азеотропной, т. е. компоненты не разделяются при перегонке. Большая часть производимого ЭС используется в качестве моторного топлива (топливный этанол). При этом требования к составу и свойствам топливного этанола в разных странах различны (табл. 1) [13].

Одной из серьезных проблем, возникающих при использовании ЭС в качестве моторного топлива, является его плохая смешиваемость с нефтяными и некоторыми альтернативными топливами. В частности, проблематично создание стойких смесей ЭС с нефтяным дизельным топливом (ДТ). Основная причина этого — наличие в этаноле, полученном путем брожения биомассы, значительного количества воды, которая практически не смешивается с нефтепродуктами. Как указано в табл. 1, в топливном ЭС, выпускаемом в США, допустимым является содержание 7,9 % (об.) воды и денатурирующих

Таблица 1. Требования к составу и свойствам этанола в различных странах

Параметры	Бразилия	Канада	США	Германия	Украина	Польша
Объемная концентрация этанола, %, не менее	99,3	98,7	92,1	99,8	99,3	99,6
Воды, %, не более	–	0,1 (масс.)	7,9 (об.)	–	0,02 (об.)	0,4 (об.)
Концентрация альдегидов, в расчете на ацетальдегид, г/л безводного этанола, не более	–	–	–	0,004	–	0,20
Объемная концентрация метанола, %, не более	–	–	0,50	–	–	–
Концентрация кислот в пересчете на уксусную, г/л безводного этанола, не более	0,03	0,03	0,07 (об.)	–	–	0,03
Концентрация эфиров в пересчете на этилацетат, г/л безводного этанола, не более	–	–	–	0,002	–	0,20
Сухой остаток, г/л безводного этанола, не более	–	–	0,05	–	–	0,02
Содержание меди, мг/кг, не более	0,07	0,10	0,10	–	–	0,10
Денатурирующие вещества, % (об.)	3,0	1 л бензина на 100 л этанола	1,96–4,76	–	–	–

веществ. Смешивание такого ЭС с нефтяным ДТ возможно только путем создания этано-топливных эмульсий с добавлением эмульгаторов (поверхностно-активных веществ).

Указанные смесевые (эмульгированные) топлива являются нестойкими — при хранении они разделяются на фракции, что усложняет их использование. Решение этой проблемы возможно путем использования в автотранспортном комплексе безводного (абсолютного) этанола. В большинстве стран мира топливный ЭС содержит лишь десятые доли процента воды, т. е. является практически безводным (см. табл. 1). Такой этанол хорошо смешивается с нефтяными топливами, образуя стойкие смеси.

Для производства безводного ЭС прибегают к его нагреванию с водоотнимающими веществами — оксидом кальция (негашеная известь CaO) или безводной сернокислой медью (медный купорос CuSO_4). Нашел применение метод тройных нераздельно кипящих смесей. К ректификату добавляется бензол C_6H_6 . При перегонке такой смеси сначала отходит пар, содержащий 18,5 % (масс.) этанола, 74 % бензола и 7,5 % воды. С этим паром уходит вся вода, а затем перегоняется абсолютный (безводный) ЭС. Абсолютный спирт — ЭС, практически не содержащий воды. Он кипит при температуре 78,39 °С, в то время как спирт-ректификат, содержащий не менее 4,43 % воды, кипит при 78,15 °С.

Этанол уже широко используется в ряде стран (США, Бразилия) в качестве топлив (или добавок к нефтяным топливам) в двигателях с принудительным воспламенением. Отметим, однако, что сжигание спиртовых топлив, причем с лучшей топливной экономичностью, возможно и в дизелях [13–15]. Из данных, приведенных на рис. 1, следует, что дизели с неразделенными камерами сгорания (КС), работающие на ЭС, имеют термический КПД η_t на 20...35 % выше, чем бензиновые двигатели [13, 14]. В то же время этот спирт обладает рядом недостатков, которые препятствуют его широкому использованию в качестве топлива для дизелей: в первую очередь это его плохая самовоспламеняемость (низкое цетановое число — ЦЧ).

Таким образом, имеется широкая сырьевая база для производства биоэтанола, этот вид моторного топлива имеет хорошие экологические качества и сравнительно недорог, поэтому он уже достаточно широко используется в качестве моторного топлива в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси [16–20]. Вместе с тем широкое использование ЭС в качестве топлива для дизелей сдерживается отличиями его физико-химических свойств от аналогичных свойств нефтяных ДТ. Эта проблема может быть решена путем использования смесевых и эмульгированных топлив, т. е. смесей ЭС с нефтяными или альтернативными топливами [21–26].

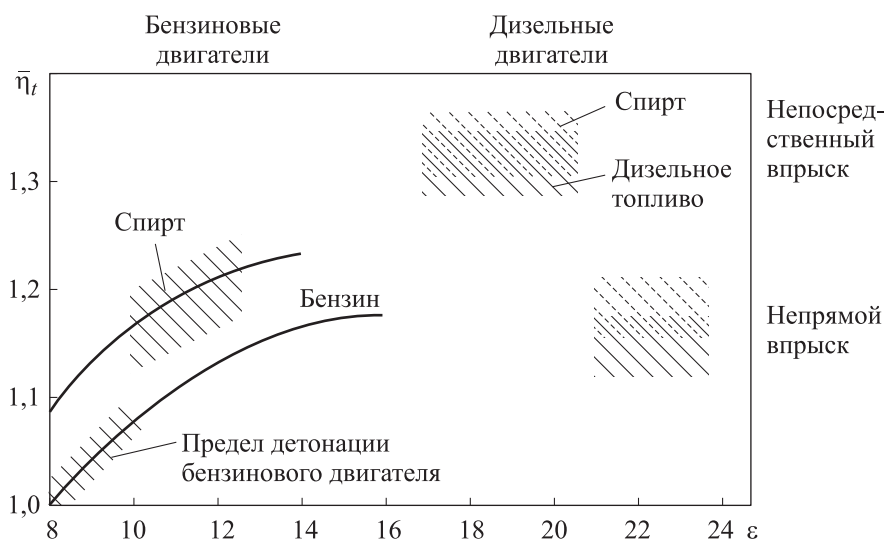


Рис. 1. Относительная термическая эффективность использования нефтяных топлив и простейших спиртов в бензиновых и дизелях:

η_t — относительный термический КПД (за единицу принят термический КПД бензинового двигателя со степенью сжатия $\epsilon = 8$)

При адаптации дизелей к работе на водосодержащем биоэтаноле необходимо обеспечить стабильное воспламенение этого спиртового топлива в условиях КС дизеля. Эффективное воспламенение бензовоздушных смесей может быть обеспечено при двухтопливной работе дизеля [27–31]. При этом основным топливом является водосодержащий ЭС, а его воспламенение в КС происходит от запальной дозы нефтяного ДТ.

Для работы дизеля на водосодержащем ЭС необходимо оптимизировать внутрицилиндровые процессы — обеспечить организацию процессов подачи в КС дизеля основного спиртового топлива и запального ДТ, надежное, своевременное и устойчивое воспламенение

топливовоздушной смеси, надежную работу форсунок. Целью работы является исследование негативных физических процессов в дизельных двигателях, адаптированных к работе на водосодержащем биоэтаноле, которые спровоцированы различиями физико-химических свойств этих двух видов топлива и малым значением цетанового числа этанола, которое характеризует эффективность процесса воспламенения топливовоздушной смеси.

Физико-химические свойства нефтяных моторных топлив и биоэтанола

Сравнительный анализ физико-химических свойств нефтяных топлив (ДТ марки «З» и бензина АИ-80) и этилового спирта (табл. 2) подтверж-

Таблица 2. Физико-химические свойства исследуемых топлив

Показатели	Топлива		
	Дизельное топливо*	Бензин*	Этанол
Формула состава	$C_{12}H_{26}$ **	C_8H_{17} **	C_2H_5OH
Молекулярная масса	172**	114**	46,07
Плотность при 20 °С, кг/м ³	805	756	790
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с	2,37	0,73	1,00
Поверхностное натяжение при 20 °С, мН/м	27,1	22,0	22,0
Цетановое число	45	20	8
Октановое число по моторному методу	–	76	99
Октановое число по исследовательскому методу	–	80	111
Температура кипения, °С	180–360	40–200	78,4
Температура самовоспламенения, °С	250	400	426
Концентрационные пределы воспламенения, %	0,6 и выше	0,8–5,0	3,2–19,0
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	44 000	26 800
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	14,8	9,01
Теплота испарения, кДж/кг	210	300	870
Содержание, % по массе:			
углерод	87,0	85,5	52,2
водород	12,6	14,5	13,1
кислород	0,4	0	34,7
Растворимость в воде при 20 °С, г на 100 г воды	–	–	Не ограничена
Предельно допустимая концентрация рабочей зоны, мг/м ³	300	300***	1000
* Нефтяное ДТ марки «З» (зимнее) и автомобильный бензин АИ-80.			
** Данные для топлив среднего состава.			
*** Бензины с преобладанием непредельных и ароматических углеводородов.			

дает возможность использования последнего в качестве моторного топлива [15, 32]. Его значительным преимуществом служат хорошие экологические свойства. Во-первых, предельно допустимая концентрация (ПДК) рабочей зоны у ЭС более чем в 3 раза превышает аналогичную ПДК у ДТ и бензина (1000 мг/м³ у ЭС против 300 мг/м³ у ДТ и бензина). То есть пары ЭС, содержащиеся в рабочей зоне, более чем в 3 раза безопаснее для здоровья человека по сравнению с парами ДТ и бензина. Во-вторых, при сгорании этанола в ОГ содержится значительно меньше (в 2–4 раза) основных нормируемых токсичных компонентов — оксидов азота и твердых частиц [13–15].

Этанол можно применять для питания и бензиновых, и дизельных двигателей. Однако, как показано выше, его более целесообразно использовать в качестве топлива для дизелей. Но при этом необходимо учитывать малое значение цетанового числа ЭС и недостаточную эффективность процесса его воспламенения в КС дизеля. В связи с этим ЭС можно использовать в качестве основного топлива, а его воспламенение в цилиндрах дизеля может быть осуществлено с использованием запального ДТ.

Нефтяные дизельные топлива по ГОСТ 305–82 предназначены для дизельных установок преимущественно транспортной техники. Они

представляют собой сложную смесь парафиновых (10...40 % по массе), нафтеновых (20...60 %) и ароматических (не более 11 %) углеводородов, имеют среднюю молярную массу 120...230 г/моль и выкипают в пределах 160...380 °С. По своим физико-химическим и эксплуатационным показателям эти топлива должны быть безводными и соответствовать требованиям, указанным в табл. 3 [32].

Определенный интерес представляют зависимости физических свойств дизельного топлива от температуры, приведенные в табл. 4 [32].

По данным табл. 4 видно, что при увеличении температуры рассматриваемого нефтяного ДТ от 20 до 100 °С его плотность уменьшается на 6,1 %, а вязкость снижается в 5,5 раза. Такое изменение физических свойства нефтяного ДТ при изменении его температуры необходимо учитывать при расчетах параметров его течения в каналах системы подачи топлива.

Влияние добавки этанола к дизельному топливу на адиабатную работу расширения при сгорании и теплофизические свойства продуктов сгорания

Как отмечено выше, к существенным недостаткам использования ЭС в качестве моторного топлива для дизелей относятся малое значение

Таблица 3. Требования к дизельным топливам по ГОСТ 305–82

Наименование показателя	Значения показателей для ДТ различных марок*		
	Л	З	А
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм ² /с (сСт)	3,0–6,0	1,8–5,0	1,5–4,0
Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	860	840	830
Цетановое число, не менее	45	45	45
Температура перегонки 50 % топлива, °С, не выше	280	280	255
Температура перегонки 95 % топлива, °С, не выше	360	360	340
* Нефтяные дизельные топлива марок «Л» (летнее), «З» (зимнее) и «А» (арктическое).			

Таблица 4. Зависимость физических свойств нефтяного ДТ от температуры

Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Кинематическая вязкость ν , мм ² /с
20	878,7	8,94
40	865,4	4,80
60	852,0	3,04
80	838,5	2,14
100	825,1	1,62

Таблица 5. Физические свойства смесей дизельного топлива и этанола

Показатель	Топлива						
	ДТ	ЭС	96 % ДТ + 4 % ЭС	80 % ДТ + 20 % ЭС	50 % ДТ + 50 % ЭС	30 % ДТ + 70 % ЭС	15 % ДТ + 85 % ЭС
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830,00	789,30	828,40	821,86	809,65	801,51	795,41
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм ² /с	3,80	1,00	3,50	3,24	2,40	1,84	1,42
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	42 500	26 800	41 800	39 360	34 650	31 510	29 155
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,31	9,01	14,09	13,25	11,66	10,60	9,81
Содержание, % по массе:							
углерод	87,0	52,2	85,62	80,04	69,60	62,64	57,42
водород	12,6	13,1	12,6	12,70	12,85	12,95	13,03
кислород	0,40	34,7	1,80	7,27	17,55	24,41	29,56
сера	0,20	0	0,19	0,16	0,10	0,06	0,03

Примечание. Указано массовое содержание ДТ и ЭС в смеси.

цетанового числа и недостаточная эффективность процесса воспламенения. В условиях КС дизеля надежное воспламенение указанного спиртового топлива может быть обеспечено путем использования нефтяного ДТ в качестве запального топлива. При этом эти два топлива могут подаваться в КС отдельными форсунками (так называемые двухтопливные системы топливоподачи) или смесь этих топлив может впрыскиваться в цилиндры одной форсункой [13–15]. В рамках решения задачи по реализации последнего способа организации рабочего процесса топлив выполнены оценки основных теплофизических показателей продуктов сгорания рабочей смеси при различных содержаниях ЭС и ДТ в смесевом топливе. Расчеты термодинамических свойств продуктов сгорания этих смесей различного состава и расчеты теплового состояния элементов форсунок для подачи этих смесей выполнены с использованием аналитических зависимостей термодинамики и тепло-массообмена, газовой динамики, гидравлики, теории тепловых двигателей [33–36].

При известных значениях основных показателей исходных топлив — ДТ и ЭС значения показателей смеси определяют по сумме произведений доли компонента на его показатель. Исключением из такого подхода является определение кинематической вязкости. Для вычисления кинематической вязкости смесей этих топлив рекомендуется применять уравнение вида [21–33]:

$$\lg v_{\text{см}} = r_1 \lg v_1 + r_2 \lg v_2,$$

где v_1 и v_2 — кинематические вязкости первого и второго компонентов (ДТ и ЭС) смесевоего топлива; r_1 и r_2 — их мольные доли в смеси. В табл. 5 приведены основные физические свойства этих смесей различного состава.

При сжигании рассматриваемых смесей в цилиндрах дизеля образуются продукты сгорания. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива l_0 определяется в виде [21]

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) =$$

$$= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) =$$

$$= 14,45 \text{ кг воздуха/кг топлива,}$$

где С, Н, О — абсолютные массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе (для ДТ — 0,870; 0,126 и 0,004, см. табл. 2 и 5).

При полном сгорании одного килограмма дизельного топлива с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1$ в КС остается 3,19 кг углекислого газа CO_2 , 1,134 кг паров воды H_2O и 11,09 кг азота N_2 . При этом наибольшую долю в продуктах сгорания имеет азот N_2 , у которого газовая постоянная равна $R = 296,9$ кДж/кг, далее следует углекислый газ CO_2 с газовой постоянной $R = 189$ кДж/кг. Пары воды H_2O с газовой постоянной $R = 461,9$ кДж/кг имеют в продуктах сгорания наименьшую долю.

Сгорание этанола протекает в соответствии с уравнением



При сгорании одной молекулы этанола в качестве окислителя расходуется три молекулы кислорода и в результате получается две молекулы углекислого газа и три молекулы водяного пара. При этом соблюдается равенство молекулярных масс: $46 + 96 = 88 + 54 = 142$.

Рассмотрим случай, когда смесевое топливо содержит 15 % ДТ и 85 % ЭС (1 кг смесового топлива содержит 850 г этанола). Этанол имеет молекулярную массу 46 г/моль. Следовательно, в 850 г имеем 18,48 моль ЭС. В соответствии с уравнением (1) при сгорании выделяется паров воды в 3 раза больше, следовательно, паров воды выделяется 55,4 моль, или с учетом молекулярной массы имеем 0,998 кг. При этом следует иметь в виду, что теплотворная способность этанола меньше, чем у ДТ. Поэтому при прочих равных условиях ЭС необходимо сжигать больше. Также следует учесть, что количество воздуха для сжигания 1 кг топлива у ЭС равно 9,0 кг вместо 14,3 кг у ДТ. Для получения одного и того же коэффициента избытка воздуха необходимо подавать большее количество смесового топлива. Кроме этого, в состоянии поставки ЭС имеет примеси воды, содержание которых допускается в соответствии техническими требованиями на производство и поставку этанола, в том числе в США, до 7,9 % (см. табл. 1).

Адиабатная работа расширения газа $L_{\text{ад}}$, называемая также располагаемым теплоперепадом H , может быть определена из совместного рассмотрения обобщенного уравнения Бернулли для адиабатного процесса расширения газа и соответствующего уравнения сохранения энергии [37]. Адиабатная работа расширения газа $L_{\text{ад}}$ или располагаемый теплоперепад H^* определяют по уравнению

$$L_{\text{ад}}^* = H^* = \frac{k_{\text{см}}}{k_{\text{см}} - 1} R_{\text{см}} T \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k_{\text{см}} - 1}{k_{\text{см}}}}} \right), \quad (2)$$

где $k_{\text{см}}$ и $R_{\text{см}}$ — коэффициент (показатель) адиабаты и газовая постоянная смеси в адиабатном процессе расширения, протекающем без тепловых потерь. Коэффициент адиабаты рабочего тела зависит от числа атомов в молекуле газа. Так, в соответствии с положениями статистической термодинамики для одноатомных газов он равен 1,666, для двухатомных — 1,407 и для трехатомных — 1,286 [36]. Для воздуха, который состоит в основном из двух атомных азота N_2 и O_2 , коэффициент адиабаты обычно принимают равным 1,4. При коэффициентах избытка воздуха больше единицы в ОГ дизелей присутствует остаточный кислород, азот и продукты сгорания: углекислый газ (диоксид углерода CO_2) с коэффициентом адиабаты 1,305 и водяной пар H_2O также с коэффициентом 1,305.

С методической точки зрения для упрощения задачи по определению теплофизических свойств продуктов сгорания и выделения основной задачи — оценки влияния увеличения доли водяных паров в продуктах сгорания на работу расширения, — ряд факторов, влияющих на процесс расширения, в том числе теплообмен со стенкой цилиндра, не рассматривались. При сгорании углеводородного топлива коэффициент адиабаты продуктов сгорания принимают равным 1,33, а значение газовой постоянной $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Такое значение соответствует молекулярной массе продуктов сгорания, равной 30 кг/кмоль. Из анализа зависимости (2) следует, что при увеличении доли водяных паров коэффициент адиабаты продуктов сгорания может измениться в пределах 1,33...1,30. Из-за этого мощность двигателя увеличивается на 2 %. В табл. 6 и на рис. 2 приведены доли компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха α . Эти данные свидетельствуют о том, что при увеличении коэффициента избытка воздуха доля трехатомных компонентов (CO_2 и H_2O) уменьшается, а двухатомных (N_2 и O_2) — растет.

Таблица 6. Доли компонентов в отработавших газах дизеля, работающего на углеводородном топливе, в зависимости от коэффициента избытка воздуха

Коэффициент избытка воздуха α	Доли компонентов продуктов сгорания			
	CO_2	H_2O	N_2	O_2
1	0,098	0,185	0,717	0
2	0,051	0,113	0,739	0,098

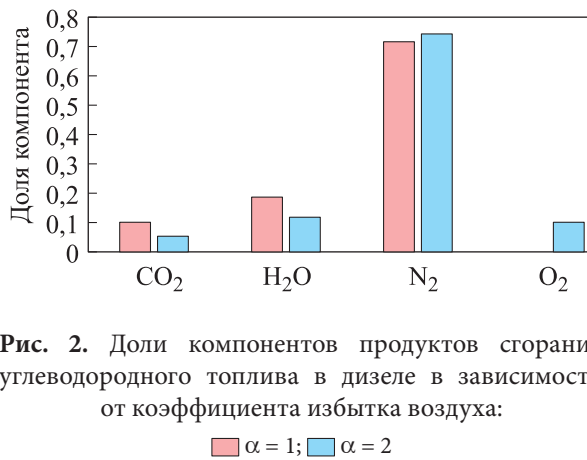


Рис. 2. Доли компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива в дизеле в зависимости от коэффициента избытка воздуха:

■ $\alpha = 1$; ■ $\alpha = 2$

Также отметим, что увеличение доли паров воды в продуктах сгорания сказывается и на газовой постоянной продуктов сгорания. Значение газовой постоянной R при отсутствии в продуктах горения паров воды составляет 297,0 кДж/кг; при наличии 2 % воды — 300,3 кДж/кг; 4 % — 303,6 кДж/кг; 6 % — 306,9 кДж/кг; 8 % — 310,2 кДж/кг; 10 % — 313,5 кДж/кг; 12 % — 316,8 кДж/кг. Эти данные, а также рис. 3 свидетельствуют о том, что, при росте содержания паров воды в ОГ от 0 до 12 % газовая постоянная продуктов сгорания возрастает с 297,0 до 316,8 кДж/кг, т. е. на 6,7 %.

С использованием приведенных выше данных и рис. 3 получено уравнение регрессии для газовой постоянной R в виде

$$R = 1,65x + 297,$$

где x — доля паров воды в продуктах сгорания. Это уравнение описывает линейное увеличение газовой постоянной с ростом увеличения доли паров воды в продуктах сгорания. Отмеченное

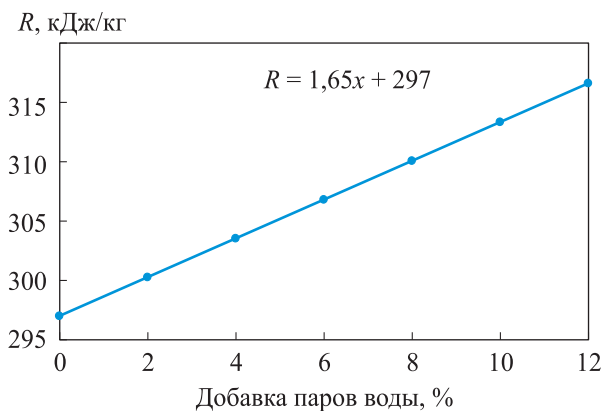


Рис. 3. Влияние увеличения доли паров воды в продуктах сгорания на газовую постоянную

выше увеличение газовой постоянной на 6,7 % при росте доли паров воды в продуктах сгорания на 12 % приводит к увеличению на такое же значение (6,7 %) работы расширения рабочего тела.

Прогрев форсунки при работе дизеля на дизельном топливе и этаноле

Одной из главных проблем адаптации дизелей к работе на ЭС при реализации двухтопливного цикла (с запальной дозой ДТ) служит несоответствие штатной топливной аппаратуры новым условиям эксплуатации дизеля [7, 15, 37, 38]. При такой работе дизеля отмечаются следующие эффекты:

- высокая неравномерность цикловых подач ДТ при работе на режиме с минимально устойчивой частотой вращения холостого хода;
- при использовании серийной топливной аппаратуры и работе дизеля на режимах с мощностью до 30...40 % от полной наблюдается нестабильность топливоподачи от цикла к циклу, особенно на режимах с пониженной частотой вращения. Это приводит к повышенной неравномерности вращения и колебаниям крутящего момента двигателя, что не позволяет снизить запальную подачу ДТ;
- несоответствие серийной топливной аппаратуры дизеля двум противоположным требованиям: обеспечение требуемых параметров топливоподачи на номинальном режиме и на режимах с малыми частотами вращения и нагрузками;
- сложность обеспечения работоспособности распылителей форсунок из-за его чрезмерного прогрева на режимах с малыми запальными подачами ДТ;
- коксование распыливающих отверстий форсунок и возможное зависание игл распылителей из-за малых подач топлива и растянутой завершающей фазы топливоподачи ДТ при пониженном давлении впрыскивания.

Минимальное количество запального ДТ определяется энергией, необходимой для воспламенения и полного сгорания топливо-воздушной смеси. В зависимости от степени совершенства двухтопливной системы топливоподачи расход ДТ обычно составляет от 15 до 30 % от общей подачи топлива (с учетом разной теплотворной способности ДТ и ЭС). При снижении запальной дозы ДТ менее 15 % велика

вероятность сокращения срока службы распылителей форсунок. В процессе работы дизеля на ЭС с запальной дозой ДТ на форсированных режимах отмечается повышение температуры распылителей и, как следствие, коксо- и смолообразование. Эти процессы протекают по механизму жидкофазного окисления молекул углеводородов при повышенной температуре ДТ [39].

В статье основное внимание уделено вопросу влияния величины запальной дозы ДТ на глубину прогрева стенок форсунки дизеля типа Д-240 (4Ч 11/12,5) при работе в двухтопливном цикле. Процессы жидкофазного окисления молекул углеводородов в значительной степени зависят от температуры в пограничном слое. В основу анализа положены следующие факты. Благодаря многолетней доводке штатный вариант топливной системы дизеля Д-240 надежно работает по чисто дизельному циклу в течение гарантированного ресурса. При этом на тепловое состояние элементов форсунки — распылителя и его иглы оказывают влияние два противоположных процесса. С одной стороны, теплота, подводимая из зоны горения, увеличивает температуру распылителя. С другой стороны, передача теплоты от распылителя в водяную систему охлаждения головки цилиндра и конвективная теплоотдача в поток ДТ уменьшают его температуру. В результате наступает некоторое температурное равновесие в элементах распылителя. В реализуемом двухтопливном цикле работы дизеля при росте частоты вращения запальная доза ДТ остается неизменной. При этом нарушается исходное равновесие между процессами нагрева и охлаждения распылителя и, как следствие, растет температура его элементов. В исходном однотопливном дизельном цикле с увеличением частоты вращения коленчатого вала с 600 до 2200 мин⁻¹ так называемая тепловая нагрузка, зависящая от отношения частоты вспышек к расходу ДТ в единицу времени, возрастает на 27 %. При аналогичном увеличении частоты вращения в двухтопливном цикле (работа на ЭС с запальной дозой ДТ) эта условная тепловая нагрузка возрастает на 154 % [40].

На двигателе Д-240 установлены форсунки типа ФД-22 с многосопловыми распылителями, имеющими по пять распыливающих отверстий. На нижнем торце корпуса форсунки с помощью специальной гайки установлен распылитель. Пружины форсунки прижимают иглу 2 к кони-

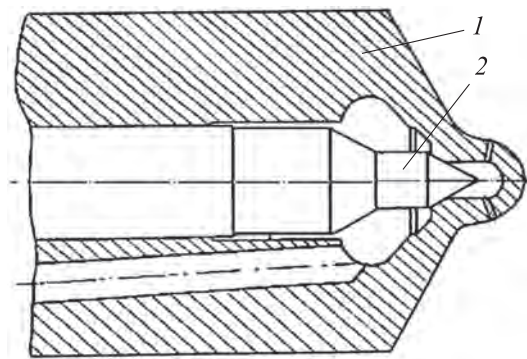


Рис. 4. Схема распылителя форсунки ФД-22 дизеля Д-240:

1 — корпус, 2 — игла

ческому седлу корпуса 1 распылителя (рис. 4). Поскольку конструкция этой форсунки типична для транспортных дизелей, физические условия, реализуемые в процессе прогрева топлива в распылителях дизеля Д-240, имеют место и в распылителях других дизельных двигателей.

Предложена методика и выполнен расчет глубины прогрева топлива в пограничном слое канала распылителя форсунки за период времени между впрысками ДТ. Одним из основных факторов, влияющих на прогрев топлива в поперечном сечении распыливающего канала в динамических условиях, является время прогрева. Отметим, что на два оборота коленчатого вала дизеля приходится один цикл впрыска топлива. В расчетах был принят коэффициент температуропроводности топлива $\alpha = 0,57 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Оценка глубины прогрева пограничного слоя выполнена при трех значениях температуры стенки форсунки, которые могут иметь место при различных режимах эксплуатации: $t_{\text{ст}} = 400, 300$ и 200 °С.

Предварительный анализ работы исследуемой топливной системы показал, что тепловой поток из полости цилиндра имеет составляющую, проходящую по корпусу распылителя в поток топлива. При небольшой длительности цикла прогрева поток топлива в канале распылителя прогревается на малую глубину и, как следствие, радиусом кривизны канала можно пренебречь. В такой постановке задачи поток топлива рассмотрен как полубесконечное тело. Для такого тела, в котором температурное поле меняется только в одном направлении, используется уравнение Фурье — Кирхгофа [34, 35]

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2},$$

Таблица 7. Зависимость длительности цикла прогрева и глубины прогрева топлива от частоты вращения коленчатого вала

Параметры	Значения параметров при различных частотах вращения n , мин ⁻¹				
	600	1000	1400	1800	2200
Частота вращения n , с ⁻¹	10,00	16,67	23,33	30,00	36,67
Длительность цикла, с	0,100	0,060	0,043	0,033	0,027
Длительность впрыска, с	0,005 56	0,003 33	0,002 38	0,001 85	0,001 52
Длительность прогрева τ , с	0,195	0,117	0,084	0,065	0,053
Глубина прогрева, м	0,002 000	0,001 549	0,001 310	0,001 155	0,001 045

где $\theta = t_s - t$ — разность температур (t_s — температура стенки; t — текущая температура); X — координата по нормали от стенки; α — коэффициент температуропроводности.

В используемой методике введена функция $\delta(\tau)$, называемая глубиной проникновения тепла (глубина термического слоя). Для всех $X > \delta(\tau)$ температура среды равна начальной температуре t_0 . Здесь в качестве начальной температуры t_0 принята начальная температура невозмущенной жидкости, в том числе в ядре потока, куда не прошла тепловая волна. При постоянной температуре стенки глубина термического слоя определяется зависимостью $\delta(\tau) = 6\sqrt{a\tau}$, где a — коэффициент температуропроводности.

Для упрощения преобразований при интегрировании уравнения Фурье — Кирхгофа введена так называемая функция ошибок в виде

$$\operatorname{erf} Z = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^Z \exp(-t^2) dt.$$

Значение функции изменяется от $\operatorname{erf} Z = 0$ при $Z = 0$ до $\operatorname{erf} Z = 1$ при $Z = 3$. С учетом этого введена относительная координата

$$Z = \frac{X}{2\sqrt{a\tau}}. \quad (3)$$

Интегрируя уравнение Фурье — Киргофа получим для распределения температуры в прогревом слое следующее выражение [35]:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \operatorname{erf} Z, \text{ или } \frac{t_s - t}{t_s - t_0} = \operatorname{erf} Z, \quad (4)$$

где θ_0 — максимальная разность температур ($\theta_0 = t_s - t_0$).

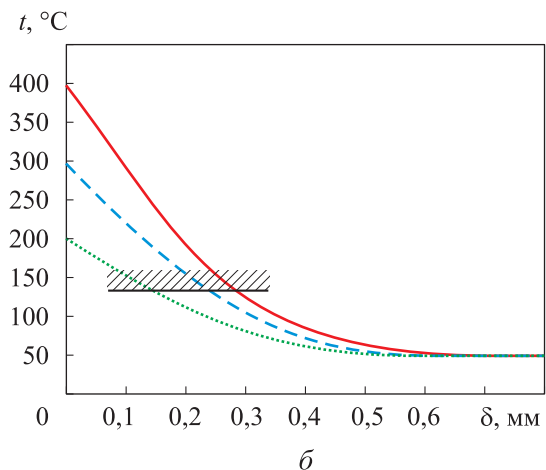
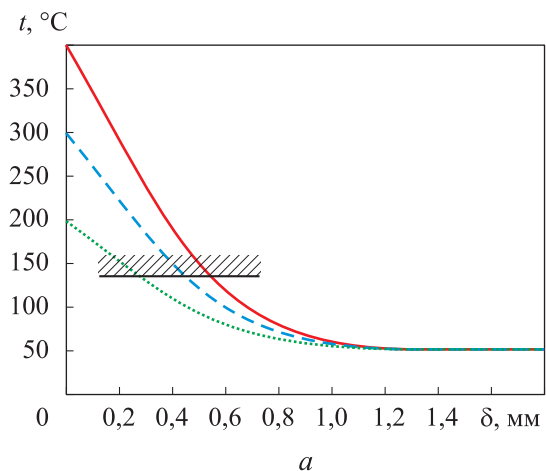


Рис. 5. Распределение температуры топлива в канале в зависимости от температуры стенки форсунки при различных частотах вращения коленчатого вала дизеля Д-240:

a — $n = 600$ мин⁻¹; b — $n = 2200$ мин⁻¹; — $t_s = 400$ °C; — $t_s = 300$ °C; — $t_s = 200$ °C; // граница допустимых температур топлива

Результаты расчетов длительности цикла прогрева $\tau_{\text{прогр}}$ и глубины термического слоя в потоке топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля n приведены в табл. 7.

Результаты расчетов температуры топлива по сечению канала в направлении от стенки к оси канала по зависимостям (3) и (4) с применением табулированной функции $\text{erf } Z$ приведены на рис. 5. Представленные графики распределения температуры топлива по сечению канала на различных режимах работы дизеля являются универсальными для оценки теплового состояния распылителя форсунки в целом. Отметим, что процессы окисления топлива растворенным в нем кислородом и, как следствие, процессы коксообразования начинают интенсивно протекать при повышенных температурах топлива (100...130 °C и выше). Из данных рис. 5 следует, что при температуре стенки форсунки $t_s = 300$ °C и уменьшении частоты вращения коленчатого вала n с 2200 до 600 мин⁻¹ толщина прогретого слоя топлива до температуры топлива 135 °C увеличивается с 0,24 до 0,45 мм, т. е. почти в 2 раза. При прочих равных условиях в такой же пропорции происходит интенсификация коксо- и смолообразования в каналах форсунок.

Обсуждение

Физические и химические свойства смесей ДТ и ЭС при изменении их компонентного состава существенно изменяются. Эти изменения необходимо учитывать при проектировании системы подачи топлива. Низшая теплота у ЭС меньше, чем у ДТ (соответственно 26,8 и 42,5 МДж/кг, см. табл. 2). Несмотря на это мощность дизеля при подаче этанола может быть сохранена на прежнем уровне путем подбора количества и состава смесового топлива. С учетом указанной разницы теплотворных способностей ДТ и ЭС оценивать эффективность сгорания этанола необходимо не удельным эффективным расходом топлива g_e , а эффективным коэффициентом полезного действия двигателя η_e , которые связаны соотношением

$$\eta_e = 3600 / (H_u g_e),$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; g_e — удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч) (при этом эффективный КПД

определяется в абсолютных долях). При переводе двигателя на ЭС для сохранения мощностных показателей необходимо корректировать (увеличивать) подачу этанола.

Для увеличения мощности двигателя нужно стремиться к обеспечению максимально возможного количества паров воды в продуктах сгорания. Это следует из термодинамических особенностей продуктов сгорания, которые в цилиндре дизеля выполняют функции рабочего тела. Работа при расширении продуктов сгорания в цилиндре дизеля пропорциональна газовой постоянной рабочего тела. Физический смысл газовой постоянной заключается в том, что при остывании на один градус килограмм рабочего тела совершает работу, численно равную значению газовой постоянной. Следовательно, при увеличении доли водяных паров, имеющих газовую постоянную на 55 % больше, чем в среднем по смеси продуктов сгорания, увеличивается работа цикла на такте расширения. Такой подход к подбору состава смесового топлива компенсирует уменьшение мощности дизельного двигателя из-за пониженной теплоты сгорания этанола. Результаты расчетов выявляют, что добавка этанола в цилиндры дизельного двигателя способствует увеличению доли паров воды в продуктах сгорания до 12 %. Это приводит к увеличению газовой постоянной продуктов сгорания с 297 до 316,8 кДж/кг, при этом работа расширения рабочего тела возрастает на 6,7 %.

С точки зрения прогрева дизельного топлива в форсунке дизеля Д-240 при работе на дизельном топливе и этаноле получены результаты, которые объясняют причину выхода из строя форсунок при уменьшении доли запальной дозы дизельного топлива до величин менее 15 % и увеличении температуры топлива в форсунке до 100...130 °C и более. В полости форсунки образуются смолы и углеродистые отложения. Наиболее неблагоприятной зоной в части образования смол и других углеродистых отложений является зона между корпусом распылителя и иглой. Зазор между корпусом и иглой, который равен примерно 0,15 мм, сопоставим с глубиной прогрева топлива. Топливо в этом зазоре нагревается до температуры корпуса распылителя и является источником смолистых отложений, которые, в свою очередь, приводят к заклиниванию иглы.

Заключение

По результатам расчетных исследований получены данные, которые позволяют объяснить некоторые неблагоприятные особенности процессов, протекающих в дизельном двигателе при замещении значительной части дизельного топлива этанолом, в том числе следующие:

- для получения одного и того же коэффициента избытка воздуха необходимо подавать большее количество смесового топлива;

- этанол в состоянии поставки имеет примеси воды, содержание которых допускается в соответствии техническими требованиями на производство и поставку этанола, в том числе требованиями в США, до 8 %;

- для исключения возможности заклинивания игл форсунок, связанной с плохой смазывающей способностью этанола (его низкой вязкостью) и наличием в нем воды, этанол и его смеси с дизельным топливом нецелесообразно подавать через штатную систему топливоподачи дизеля;

- эта проблема может быть решена путем подачи этанола в цилиндры с помощью автономной системы, в частности, системы подачи этанола во впускную систему двигателя;

- при подаче доли запальной дозы дизельного топлива, составляющей менее 15 % от общей подачи топлива, в штатной системе топливоподачи дизеля требуется дополнительное охлаждение корпуса форсунки для обеспечения температуры менее 100...130 °С.

Литература

- [1] Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Лукшо В.А. и др. *Автотранспорт и экология мегаполисов*. Москва, Экология машиностроения, 2011, 252 с.
- [2] Азаров В.К., Кутенев В.Ф., Сайкин А.М. Проблемы создания экологически чистого автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2013, № 10, с. 5–7.
- [3] Ерохов В.И. Экологические показатели современных наземных транспортных средств. *Грузовик*, 2020, № 9, с. 16–27.
- [4] Гусаков С.В. *Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников*. Москва, Изд-во РУДН, 2008, 318 с.
- [5] Ларионов Л.Б., Болоев П.А., Ильин П.И. и др. Целесообразность использования альтернативного топлива. *Известия МГТУ МАМИ*, 2015, т. 1, № 3, с. 76–80.
- [6] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [7] Вальехо Мальдонадо П.Р., Девянин С.Н., Марков В.А., Бирюков В.В. Сравнительные испытания альтернативных топлив для дизельных двигателей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2014, № 6, с. 59–72.
- [8] Попель О.С., Фортов В.Е. *Возобновляемая энергетика в современном мире*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2015, 450 с.
- [9] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [10] Баранник В.П., Макаров В.В., ред. *Этиловый спирт в моторном топливе*. Москва, ООО «РАУ-Университет», 2005, 208 с.
- [11] Гусаков С.В. *Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников*. Москва, РУДН, 2008, 318 с.
- [12] Дутин Г.С. Применение биоэтанольного топлива на автотранспорте. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2010, № 5, с. 48–51.
- [13] Бирюков В.В. *Методы повышения эффективности работы дизеля при использовании этанола в качестве экологической добавки к дизельному топливу*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 173 с.
- [14] Марков В.А., Патрахальцев Н.Н. Спиртовые топлива для дизельных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 6, с. 40–46.
- [15] 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.

- [16] Ершов М.А., Трифонова Е.В., Хабибуллин И.Ф., Емельянов В.Е. Опыт и перспективы применения биоэтанольных топлив. *Нефтепереработка и нефтехимия*, 2014, № 12, с. 33–37.
- [17] Власов А.А., Ильвес Р.Л., Кюют А.Я., Ольт Ю.Р. Применение биоэтанола второго поколения в малообъемном двигателе и влияние на экологические показатели. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2016, № 2, с. 34–42.
- [18] Clemente R.C., Werninghaus E., Coelho E.P.D. et al. Development of an Internal Combustion Alcohol Fueled Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3917, pp. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3917>
- [19] Liguang Li, Zhimin Liu, Huiping Wang et al. Combustion and Emissions of Ethanol Fuel (E-100) in a Small SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-3262, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3262>
- [20] Silva N.R., Sodre J.R. Using Additive to Improve Cold Start in Ethanol-Fuelled Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-1217, pp. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2000-01-1217>
- [21] Марков В.А., Вальехо Мальдонадо П.Р., Бирюков В.В. Спиртовые топлива для дизельных двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 11, с. 39–52. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-11-39-52>
- [22] Bilgin A., Orhan D., Sahin Z. The Effects of Diesel-Ethanol Blends on Diesel Engine Performance. *Energy Sources*, 2002, vol. 24, no. 5, pp. 431–440. <https://doi.org/10.1080/00908310252889933>
- [23] Datta A., Mandal B.K. Engine Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Operating on Different Biodiesel-Alcohol Blends. *Energy*, 2017, vol. 125, pp. 470–483. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.110>
- [24] Garguolo V., Alfe M., Di Blasio G., Beatrice C. Chemico-Physical Features of Soot Emitted from a Dual-Fuel Ethanol-Diesel System. *Fuel*, 2015, vol. 150, pp. 154–161. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.096>
- [25] Kumar B.R., Saravanan S. Use of Higher Alcohol Biofuels in Diesel Engines: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 60, pp. 84–115. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.085>
- [26] Tutak W., Lukacs K., Szwaja S., Bereczky A. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine. *Fuel*, 2015, vol. 154, pp. 196–206.
- [27] Boretti A. Advantages of Converting Diesel Engines to Run as Dual Fuel Ethanol-Diesel. *Applied Thermal Engineering*, 2012, vol. 47, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.037>
- [28] Han X., Zheng M., Tjong J. Clan Combustion Enabling with Ethanol on a Dual-Fuel Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2015, vol. 16, no. 5, pp. 639–651. <https://doi.org/10.1177/1468087415575646>
- [29] Padala S., Woo C., Kook S., Hawkes E.R. Ethanol Utilization in a Diesel Engine Using Dual-Fuelling Technology. *Fuel*, 2013, vol. 109, pp. 597–607. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.049>
- [30] Tutak W. Bioethanol E85 as a Fuel for Dual Fuel Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 86, pp. 39–48. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.016>
- [31] Britto R.F., Martins C.A. Emission Analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel-Ethanol Dual-Fuel Mode. *Fuel*, 2015, vol. 148, pp. 191–201. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.008>
- [32] 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.
- [33] Куни Ф.М. *Статистическая физика и термодинамика*. Москва, Наука, 1981, 352 с.
- [34] Лыков А.В. *Тепломассообмен. Справочник*. Москва, Энергия, 1978, 480 с.
- [35] Росляков А.Д. *Теплообмен в двигателях внутреннего сгорания*. Самара, СамГУПС, 2004, 157 с.
- [36] Стечкин Б.С. *Избранные труды: теория тепловых двигателей*. Москва, Физматлит, 2001, 428 с.
- [37] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The Influence of Rotational Charge Motion Intensity on Nitric Oxide Formation in Gas-Engine Cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, no. 19, pp. 4308–4316. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.060>
- [38] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, 720 с.
- [39] Яновский Л.С., Дубовкин Н.Ф., Галимов Ф.М. и др. *Горюче-смазочные материалы для авиационных двигателей*. Казань, Мастер Лайн, 2002, 399 с.
- [40] Марков В.А. Тенденции совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 1, с. 97–126. <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-1-97-126>

References

- [1] Ipatov A.A., Kutenev V.F., Luksho V.A. et al. *Avtotransport i ekologiya megapolisov* [Motor Transport and Ecology of Megacities]. Moscow, Ekologiya mashinostroeniya Publ., 2011, 252 p. (In Russ.).
- [2] Azarov V.K., Kutenev V.F., Saykin A.M. Problems of Making Ecology Clean Car. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2013, no. 10, pp. 5–7. (In Russ.).
- [3] Erokhov V.I. Environmental Indicators of Modern Land Vehicles. *Gruzovik*, 2020, no. 9, pp. 16–27. (In Russ.).
- [4] Gusakov S.B. *Perspektivy primeneniya v dizelyakh al'ternativnykh 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.).
- [5] Larionov L.B., Boloev P.A., Il'in P.I. et al. Applicability of Alternative Fuels. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2015, no. 3, vol. 1, pp. 76–80. (In Russ.).
- [6] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [7] Val'ekho Mal'donado P.R., Devyanin S.N., Markov V.A., Biryukov V.V. Comparison Testings of Alternate Fuels for Diesel Engines. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2014, no. 6, pp. 59–72. (In Russ.).
- [8] Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyaemaya energetika v sovremennom mire* [Renewable Energy in the Modern World]. Moscow, MPEI Publ., 2015, 450 p. (In Russ.).
- [9] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 3. Biofuels. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [10] *Etilovyy spirt v motornom toplive* [Ethyl Alcohol in Motor Fuel]. Eds. Barannik V.P., Makarov V.V. Moscow, RAU-Universitet Publ., 2005, 208 p. (In Russ.).
- [11] Gusakov S.B. *Perspektivy primeneniya v dizelyakh al'ternativnykh 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.).
- [12] Dugin G.S. Bioethanol Fuel Application on the Automobile Transport. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2010, no. 5, pp. 48–51. (In Russ.).
- [13] Biryukov V.V. *Metody povysheniya effektivnosti raboty dizelya pri ispol'zovanii etanola v kachestve ekologicheskoy dobavki k dizel'nomu toplivu* [Methods of Increasing the Efficiency of Diesel Operation when Using Ethanol as an Environmental Supplement to Diesel Fuel]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 173 p. (In Russ.).
- [14] Markov V.A., Patrakhal'tsev N.N. Alcohol Fuels for Diesel Engines. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 6, pp. 40–46. (In Russ.).
- [15] 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, IRTs Gazprom Publ., 2007, 480 p. (In Russ.).
- [16] Ershov M.A., Trifonova E.V., Khabibullin I.F., Emel'yanov V.E. Experience and the Prospect of Applying the Bio-Ethanol Fuels. *Neftepererabotka i neftekhimiya*, 2014, no. 12, pp. 33–37. (In Russ.).
- [17] Vlasov A.A., Il'ves R.L., Kyuyut A.Ya., Ol't Yu.R. The Use of Second Generation Bioethanol in a Small Displacement Engine and the Impact on Environmental Performance. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2016, no. 2, pp. 34–42. (In Russ.).
- [18] Clemente R.C., Werninghaus E., Coelho E.P.D. et al. Development of an Internal Combustion Alcohol Fueled Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-3917, pp. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2001-01-3917>
- [19] Liguang Li, Zhimin Liu, Huiping Wang et al. Combustion and Emissions of Ethanol Fuel (E-100) in a Small SI Engine. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-3262, pp. 1–8. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3262>
- [20] Silva N.R., Sodre J.R. Using Additive to Improve Cold Start in Ethanol-Fuelled Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-1217, pp. 1–5. <https://doi.org/10.4271/2000-01-1217>
- [21] Markov V.A., Val'ekho Mal'donado P.R., Biryukov V.V. Alcohol Fuels for Diesel Engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2015, no. 11, pp. 39–52. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2015-11-39-52>
- [22] Bilgin A., Orhan D., Sahin Z. The Effects of Diesel-Ethanol Blends on Diesel Engine Performance. *Energy Sources*, 2002, vol. 24, no. 5, pp. 431–440. <https://doi.org/10.1080/00908310252889933>

- [23] Datta A., Mandal B.K. Engine Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Operating on Different Biodiesel-Alcohol Blends. *Energy*, 2017, vol. 125, pp. 470–483. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.110>
- [24] Garguolo V., Alfe M., Di Blasio G., Beatrice C. Chemico-Physical Features of Soot Emitted from a Dual-Fuel Ethanol-Diesel System. *Fuel*, 2015, vol. 150, pp. 154–161. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.096>
- [25] Kumar B.R., Saravanan S. Use of Higher Alcohol Biofuels in Diesel Engines: A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 60, pp. 84–115. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.085>
- [26] Tutak W., Lukacs K., Szwaja S., Bereczky A. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine. *Fuel*, 2015, vol. 154, pp. 196–206.
- [27] Boretti A. Advantages of Converting Diesel Engines to Run as Dual Fuel Ethanol-Diesel. *Applied Thermal Engineering*, 2012, vol. 47, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.037>
- [28] Han X., Zheng M., Tjong J. Clan Combustion Enabling with Ethanol on a Dual-Fuel Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2015, vol. 16, no. 5, pp. 639–651. <https://doi.org/10.1177/1468087415575646>
- [29] Padala S., Woo C., Kook S., Hawkes E.R. Ethanol Utilization in a Diesel Engine Using Dual-Fuelling Technology. *Fuel*, 2013, vol. 109, pp. 597–607. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.049>
- [30] Tutak W. Bioethanol E85 as a Fuel for Dual Fuel Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 86, pp. 39–48. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.016>
- [31] Britto R.F., Martins C.A. Emission Analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel-Ethanol Dual-Fuel Mode. *Fuel*, 2015, vol. 148, pp. 191–201. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.008>
- [32] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [33] Kuni F.M. *Statisticheskaya fizika i termodinamika* [Statistical Physics and Thermodynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1981, 352 p. (In Russ.).
- [34] Lykov A.V. *Teplomassoobmen. Spravochnik* [Heat and Mass Transfer. Directory]. Moscow, Energiya Publ., 1978, 480 p. (In Russ.).
- [35] Roslyakov A.D. *Teploobmen v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Heat Transfer in Internal Combustion Engines]. Samara, SamGUPS Publ., 2004, 157 p. (In Russ.).
- [36] Stechkin B.S. *Izbrannye trudy: teoriya teplovykh dvigateley* [Selected Works: Theory of Heat Engines]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2001, 428 p. (In Russ.).
- [37] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The Influence of Rotational Charge Motion Intensity on Nitric Oxide Formation in Gas-Engine Cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, no. 19, pp. 4308–4316. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.060>
- [38] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of Piston Engines. Special Chapters]. Moscow, BMSTU Press, 2008, 720 p. (In Russ.).
- [39] Yanovskiy L.S., Dubovkin N.F., Galimov F.M. et al. *Goryuche-smazochnye materialy dlya aviatsionnykh dvigateley* [Fuels and Lubricants for Aircraft Engines]. Kazan, Master Layn Publ., 2002, 399 p. (In Russ.).
- [40] Markov V.A. Trends in Improving Automatic Control and Regulation Systems of the Thermal Power Plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 1, pp. 97–126. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-1-97-126>

Материалы получены редакцией 27.04.2023

Сведения об авторах

Балакин Андрей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Локомотивы» Самарский государственный университет путей сообщения.

E-mail: a.balakin@samgups.ru, baklan03@mail.ru

Росляков Алексей Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы» Самарский государственный университет путей сообщения.

Неверов Всеволод Анатольевич — кандидат технических наук, ассистент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: sevasxp@mail.ru

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

Information about the authors

Balakin Andrey Yurievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Locomotives, Samara State Transport University. E-mail: a.balakin@samgups.ru, baklan03@mail.ru

Roslyakov Aleksey Dmitrievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Locomotives, Samara State Transport.

Neverov Vsevolod Anatolyevich — Ph. D. (Eng.), Assistant, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: sevasxp@mail.ru

Shlenov Matvey Ilyich — Ph. D. (Eng.), Assistant, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: matvey-job@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шлёнов М.И. Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 84–99.

<https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>

Citation:

Balakin A.Y., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I. Using Ethyl Alcohol as the Diesel Engine Fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 84–99. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>

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 A4.

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.