

Двигателестроение

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2022.3

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

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

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

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

Подписано в печать 30.09.2022. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 13,75.

Содержание**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Грехов Л.В., Барченко Ф.Б., Казачков Я.Ю., Драган Ю.Е., Чжао Ц.**

Расчет и проектирование форсунок аккумуляторной топливной системы типа Common Rail с учетом их продольной податливости 3

Смирнов С.В., Заев И.А., Воробьев А.А.

Профилирование юбки составного поршня двигателя внутреннего сгорания 15

Системы и агрегаты двигателей**Зенкин В.А.**

Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели 32

Проблемы экологии**Ерохов В.И., Надарейшвили Г.Г., Блинов А.С.**

Анализ эффективности работы восстановителя оксидов азота отработавших газов транспортных двигателей 48

Лиханов В.А., Россохин А.В.

Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей 64

Альтернативные топлива**Кулешов А.С., Гордин В.М., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С.**

Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя 70

История развития конструкций (проектов), предприятий, науки о двигателях**Новиков Л.А., Чайнов Н.Д., Марков В.А.**

Журнал «Двигателестроение»: более 40 лет на передовом рубеже двигателестроительной науки 97

Engines Construction

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2022.3

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

Published Since 1979, Published Quarterly

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

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

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

Contents

Calculations, Design, Research of Piston Engines**Grekhov L.V., Barchenko F.B., Kazachkov Ya.Yu., Dragan Yu.E., Zhao J.**

Calculation and Design of Common Rail Injectors with considering their Longitudinal Compliance 3

Smirnov S.V., Zaez I.A., Vorobyev A.A.

Profile Design of a Two-piece Piston Skirt for Internal Combustion Engine 15

Engine Systems and Aggregates**Zenkin V.A.**

Multi-Objective Optimization of Single-Cylinder Diesel Engine Gas Exchange via the Surrogate Neural Network Model 32

Environmental Problems**Erokhov V.I., Nadareishvili G.G., Blinov A.S.**

Analysis of the Effectiveness of the Use of Nitrogen Oxide Reducing Agent of Exhaust Gases of Diesel Engines 48

Likhanov V.A., Rossokhin A.V.

Physical and Chemical Properties, Morphology, Structure and Reactivity of Soot Particles of Diesel Exhaust Gases 64

Alternative Fuel**Kuleshov A.S., Gordin M.V., Markov V.A., Barchenko F.B., Karpets F.S.**

Computational Study of the Working Process of a Dual-Fuel Hydrogen Engine 70

History of the Development of Structures (Projects), Companies, Engine Science**Novikov L.A., Chaynov N.D., Markov V.A.**

The Journal "Engines Construction": over 40 Years the Frontier of Engine Building Science 97

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.3.3-14

Расчет и проектирование форсунок Common Rail с учетом их продольной податливости*

Л.В. Грехов¹, Ф.Б. Барченко¹, Я.Ю. Казачков¹, Ю.Е. Драган¹, Ц. Чжао²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Харбинский инженерный университет

Calculation and Design of Common Rail Injectors with considering their Longitudinal Compliance

L.V. Grekhov¹, F.B. Barchenko¹, Ya.Yu. Kazachkov¹, Yu.E. Dragan¹, J. Zhao²¹ Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)² Harbin Engineering University

Опыт создания электрогидравлических форсунок Common Rail привел к выводу о влиянии продольной деформации их деталей на показатели подачи топлива. Приведены дополнения к математической модели подачи топлива в дизельной аккумуляторной системе, описывающие деформацию деталей форсунки. Продольная податливость деталей изменяет ход иглы и объемы полостей форсунки. Как показано на примере анализа работы трех электрогидравлических форсунок, это приводит к увеличению задержки начала впрыскивания до 2,0...2,5° поворота коленчатого вала, увеличению хода иглы до 40 % и росту давления впрыскивания, сокращению продолжительности впрыскивания и к затруднению организации многократного впрыскивания топлива. Проведенное сравнение экспериментальных данных с результатами конечноэлементных расчетов подтвердило целесообразность применения дополненной математической модели в составе общей модели впрыскивания топлива дизельными системами. Ее использование позволяет создавать более адекватные средства расчетов процессов подачи топлива и учитывать деформации при проектировании форсунок Common Rail.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливоподающая аппаратура; электрогидравлическая форсунка, Common Rail, впрыскивание топлива, деформация деталей форсунки, математическое моделирование, давление впрыскивания

The experience of creating electro-hydraulic Common Rail injectors led to the conclusion that the longitudinal deformation of their parts affects the fuel supply performance. The paper presents additions to the mathematical model of fuel supply in a diesel accumulator system. These additions describe the deformation of the injector parts. The longitudinal compliance of the parts changes the course of the needle, the volume of the cavities. As shown by the analysis of the operation of three electro-hydraulic injectors, longitudinal compliance leads to an increase in the injection start delay up to 2,0...2,5° of the camshaft turn, an increase in the needle stroke up to 40 %, an increase in injection pressure, a reduction in its duration, and difficulty in organizing multiple fuel injection. The comparison with experimental data and finite element calculations showed the applicability of the supplemented mathematical model as a part of the general model of fuel injection in diesel systems. Its use allows creating more valid tools for calculating fuel supply processes and taking into account compliance when designing Common Rail injectors.

Keywords: diesel engine, fuel system, Common Rail, fuel compressibility, mathematical modeling, high injection pressure, fuel injection, injector part deformation

* Исследование выполнено за счет гранта Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (проект № 075-15-2021-1028).

Введение

Аккумуляторные топливные системы с электронным управлением (Common Rail, CR) получают все большее распространение не только в дизельных двигателях наземного транспорта, но и в среднеоборотных и малооборотных двигателях различного назначения [1, 2]. Другим важнейшим направлением развития топливных систем, делающим актуальным затрагиваемую тему, является радикальный рост уровня давления впрыскивания [3, 4], которое уже достигло значений 200...250 МПа [5, 6]. В отдельных трудах напрямую указывается рекомендованный уровень интенсификации впрыскивания в зависимости от требуемых показателей двигателя [7]. Проводятся работы по изучению подачи, распыливания, сгорания и эмиссии вредных веществ при давлении 300...400 МПа [8–10].

Впервые эффект аномального поведения электрогидравлических форсунок (ЭГФ) по причине деформаций деталей форсунок был рассмотрен в научной литературе при создании экспериментальной форсунки CR автомобильного дизеля в 2002–2003 гг. [11, 12]. Было обращено внимание на усложнение организации многофазового впрыскивания и необходимость учета упругой деформации деталей форсунок [13]. Ранее этот вопрос в научной литературе не обсуждался [14, 15]. Исследование деформации подвижных элементов форсунки проведено в работе [16]. В ней с помощью 3D-моделирования проанализирована деформация области контакта иглы и распылителя. Также рассмотрена деформация иглы, плунжерного мультипликатора в продольном направлении. Результаты расчетов были сопоставлены с экспериментальными данными, в результате чего был сделан вывод о возможности расчетного прогнозирования этих эффектов. Другими достоинствами работы [16] являются анализ напряжений в зоне контакта иглы с распылителем и разработка улучшенной конструкции распылителя.

В работе [17] для типовой конструкции R. Bosch в результате моделирования с использованием программы AMESIM получено, что при давлении 140 МПа действительный ход иглы на 60 % превышает ее геометрический ход.

Популярные ЭГФ автотракторных двигателей обычно вытянуты по высоте и снабжены плунжерным мультипликатором запирания иглы. Он имеет длинную штангу малого сечения

с плунжером в верхней части. В период между впрыскиваниями система «мультипликатор — игла» сжимается высоким давлением $p_{ак}$, а группа корпусных деталей ЭГФ растягивается. С учетом малой толщины стенок современных форсунок ясно, что последним также нельзя пренебрегать. При впрыскивании давление в камере управления (КУ) снижается, однако в современных форсунках его не снижают до минимума. При этом иглу продолжает сжимать пружина. Таким образом, и во время впрыскивания детали подвергнуты деформации.

Актуальной задачей является учет деформации всех актуальных деталей форсунок в расчетах процесса топливоподачи. Для решения этой задачи необходимы относительно простые математические модели деформирования, допускающие встраивание в общую математическую модель топливоподачи. В таком случае с их использованием можно будет проводить оптимизацию сопряженных динамических, гидродинамических, электромагнитных процессов и добиваться более полной оптимизации конструкции ЭГФ.

Экспериментальные данные

Для изучения эффекта деформации ЭГФ применяли топливный стенд 12 PSB для испытания систем CR, оснащенный системой управления «Поток CR-1» с управлением и сбором данных с помощью персонального компьютера (рис. 1).



Рис. 1. Топливный стенд для испытания систем Common Rail

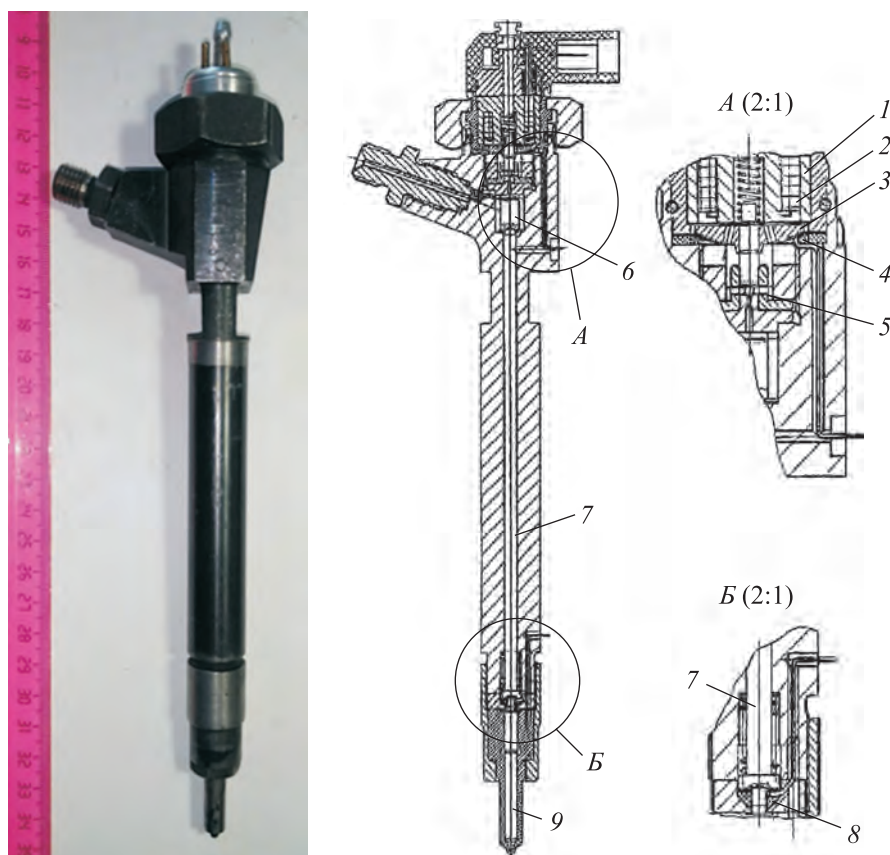


Рис. 2. Внешний вид и разрез ЭГФ:

A — датчик перемещения якоря ЭМК; *B* — датчик перемещения иглы; 1 — магнитопровод; 2 — обмотка; 3 — якорь; 4, 8 — текстолитовые кольца; 5 — управляющий клапан; 6 — мультипликатор запираия; 7 — штанга; 9 — игла

Объектом испытаний являлись опытные образцы ЭГФ CR автомобильного двигателя 4 ЧН 87/94 (ЗМЗ-514.10). Форсунка имеет классическую конструкцию с шариковым клапаном и мультипликатором запираия иглы (рис. 2).

В экспериментальной форсунке CR были установлены датчики реального хода управляющего клапана и иглы форсунки емкостного типа, для этого текстолитовые кольца с медным слоем служили обкладками конденсатора.

Результаты испытаний ЭГФ показали, что упругие деформации деталей приводят к изменению хода иглы даже при умеренных значениях давления в аккумуляторе (рис. 3). Результаты относятся к режимам напряжения форсирования на диаграмме управления электромагнита 150 В, напряжения размагничивания 100 В, времени удержания 0,8 мс, цикловой подаче 56,7 мм³. На рисунке также видно, что большему давлению в аккумуляторе соответствует больший ход иглы.

Зависимость деформации деталей от давления в аккумуляторе, полученная в результате эксперимента, представлена рис. 4.

Полученные результаты хорошо коррелируются с результатами, полученными позднее в зарубежных работах. Так, в ЭГФ того же класса при давлении 100 МПа деформация составляла 0,07 мм [16].

Другим ожидаемым эффектом в быстропротекающем процессе подачи топлива через ЭГФ, связанным с продольной деформацией ее деталей, является мгновенное изменение объема КУ. В зависимости от скорости изменения давления в КУ можно ожидать изменения фаз и даже среднего давления впрыскивания. В математической модели ЭГФ должно быть также учтено, что давление в КУ зависит и от мгновенной скорости мультипликатора запираия, в том числе, в результате изменения фактической длины системы «мультипликатор — штан-

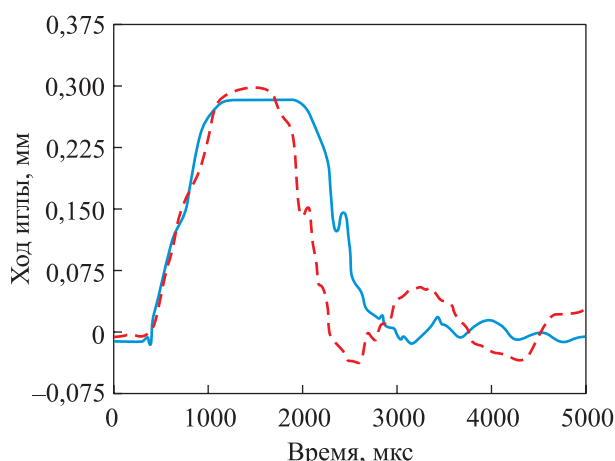


Рис. 3. Подъем иглы ЭГФ при различном давлении в аккумуляторе:
— 70 МПа; — 80 МПа

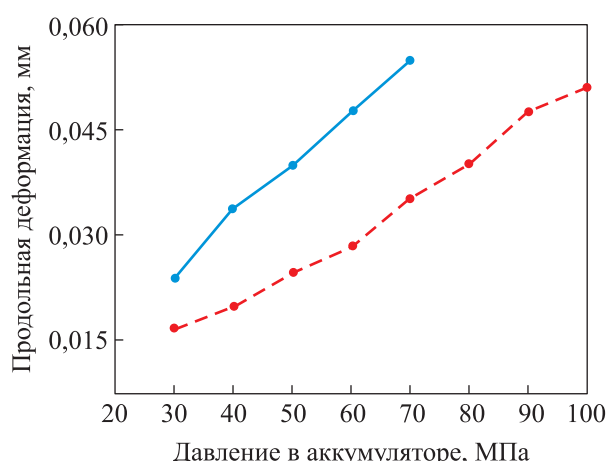


Рис. 4. Изменение хода иглы в результате деформаций деталей как функции давления в аккумуляторе для разных ЭГФ:

— первый вариант опытной форсунки; — конечный вариант форсунки увеличенной жесткости; точки соответствуют данным эксперимента

га — игла», а также от сжимаемости топлива в полости. В устоявшейся практике эффективную сжимаемость топлива $\beta_i^{\text{эф}}$ в полостях оценивают как сжимаемость топлива с поправкой на податливость полостей [18]. Поэтому в балансовых уравнениях ЭГФ должны присутствовать члены, отражающие мгновенную скорость изменения объема КУ, ее текущего объема, коэффициента сжимаемости при текущем давлении.

Математическая модель топливоподачи и ее валидация

В традициях моделирования подачи топлива дизельными системами для систем CR математическая модель описана, например, в [13, 18]. Ниже приведены дополнения к ней, отражающие деформацию деталей ЭГФ в продольном направлении.

Применяемые в расчетах подачи топлива дизельными системами уравнения граничных условий краевой задачи, уравнения объемного баланса в произвольной i -й полости объемом V_i можно записать так:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{1}{V_i \beta_i^{\text{эф}}} \left[\sum Q_{i-k} + \sum U_{i-j} f_j + \sum \frac{dV_{i-n}}{dt} \right], \quad (1)$$

где p_i — давление в i -й полости; V_i — объем i -й полости; $\beta_i^{\text{эф}}$ — эффективная сжимаемость с учетом деформации полости; Q_{i-k} — расход втекания из k -й полости; U_{i-j} — скорость втекания

топлива из j -го канала; f_j — площадь сечения j -го канала; dV_{i-n} — изменение объема при перемещении n -го элемента.

Применительно к объему полости КУ $V_{\text{КУ}}$ уравнение (1) может быть записано в виде

$$\frac{dp_{\text{КУ}}}{dt} = \frac{1}{V_{\text{КУ}} \beta_{\text{КУ}}^{\text{эф}}} \left[\mu_{\text{вх}} f_{\text{вх}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{ф}} - p_{\text{КУ}})} - Q_{\text{ут}}^{\text{мул}} - \mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{КУ}} - p_{\text{сл}})} - \frac{dV_{\text{КУ}}}{dt} \right], \quad (2)$$

где $p_{\text{КУ}}$ — давление в КУ; $\beta_{\text{КУ}}^{\text{эф}}$ — эффективная сжимаемость топлива в КУ; $\mu_{\text{вх}} f_{\text{вх}}$, $\mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}}$ — эффективные сечения входного жиклера и управляющего клапана; $p_{\text{ф}}$ — давление в КУ, на входе в форсунку; $Q_{\text{ут}}^{\text{мул}}$ — расход утечек в мультипликаторе; $p_{\text{сл}}$ — давление слива; ρ — плотность топлива.

Деформации внутренних подвижных и внешних корпусных деталей влекут за собой дополнительное смещение мультипликатора в КУ, что увеличивает ее объем. Тогда объем камеры управления в (2) можно вычислить следующим образом:

$$V_{\text{КУ}} = V_{\text{КУ}}^{\text{м}} + \Delta V_{\text{КУ}}^{\text{дв}} + \Delta V_{\text{КУ}}^{\text{деф}}.$$

Здесь $V_{\text{КУ}}^{\text{м}}$ — мертвый объем КУ; $\Delta V_{\text{КУ}}^{\text{дв}}$ — изменение объема КУ в результате движения мульт-

типликатора; $\Delta V_{КУ}^{\text{деф}}$ — изменение объема КУ в результате движения мультипликатора и за счет продольной деформации деталей:

$$\Delta V_{КУ}^{\text{деф}} = f_{\text{мул}} \Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}}, \quad (3)$$

где $f_{\text{мул}}$ — сечение мультипликатора.

Ход иглы с учетом деформаций $x_{\text{и}}^{\text{деф}}$ можно определить как

$$\begin{aligned} x_{\text{и}}^{\text{деф}} &= x_{\text{и}} + \Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}} = \\ &= x_{\text{и}} + \frac{1}{E_{\text{ст}}} \sum S \frac{l}{f} = x_{\text{и}} + \frac{1}{E_{\text{ст}}} \sum S k_{\text{под}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $x_{\text{и}}$ — номинальный ход иглы; $\Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}}$ — приращение хода за счет деформаций; $S, l, f, k_{\text{под}}$ — сила, длина, площадь, коэффициент податливости элемента деформируемой группы деталей; $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости стальных деталей.

В частности, в соответствии с (4), полный ход иглы с учетом деформаций $(x_{\text{и}}^{\text{деф}})_{\text{max}}$:

$$\begin{aligned} (x_{\text{и}}^{\text{деф}})_{\text{max}} &= (x_{\text{и}})_{\text{max}} + \Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}} = \\ &= (x_{\text{и}})_{\text{max}} + \frac{1}{E_{\text{ст}}} \sum S_{\text{max}} k_{\text{под}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь S_{max} — действующая сила при полном ходе иглы.

Также для (2) имеем:

$$\begin{aligned} \frac{dV_{КУ}}{dt} &= \\ &= \frac{f_{КУ}}{\Delta t \left[(\Delta x_{\text{и}} + \Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}})_t - (\Delta x_{\text{и}} + \Delta x_{\text{и}}^{\text{деф}})_{t-\Delta t} \right]}. \end{aligned} \quad (6)$$

По характеру нагружения все деформируемые детали можно подразделить на две группы в зависимости от испытываемых нагрузок. К одной группе относятся внешние корпусные детали, мультипликатор, штанга и прецизионная часть иглы, они испытывают силу $S_{\text{мул}}$. В другой группе находится штифтовая часть иглы, которая испытывает меньшую силу $S_{\text{и}}$. Для этих деталей действующую силу при нахождении иглы на седле и при поднятой игле вычисляют так:

$$S_{\text{мул}} = p_{КУ} f_{\text{мул}};$$

$$S_{\text{и}} = p_{КУ} f_{\text{мул}} - p_{\text{кар}} f_{\text{и}}^{\text{диф}} \text{ для } x_{\text{и}} = 0;$$

$$S_{\text{мул}} = p_{КУ} f_{\text{мул}};$$

$$S_{\text{и}} = p_{\text{впр}} (f_{\text{и}} - f_{\text{и}}^{\text{диф}}) \text{ для } x_{\text{и}} > 0,$$

где $f_{\text{и}}, f_{\text{и}}^{\text{диф}}$ — полная и дифференциальная площадь иглы; $p_{\text{впр}}$ — давление впрыскивания.

При моделировании процесса топливоподачи с учетом деформирования деталей форсунки с помощью уравнения (3) учитывают изменение объема КУ, с помощью (6) уточняют баланс топлива в ней, с помощью (5) учитывают увеличение хода иглы.

Сопоставление результатов

Для проверки применимости простой деформационной модели ЭГФ использовали расчетный анализ продольных деформаций элементов форсунки в 3D-постановке. Расчеты проводили применительно к испытанной ЭГФ конструкции МГТУ-НИКТИД (см. рис. 2).

Твердотельная трехмерная модель форсунки для изучения деформации внутренних подвижных деталей (иглы, штанги, мультипликатора запирающего) и внешних корпусных деталей (корпус, накидная гайка, распылитель) представлена на рис. 5.

Расчет деформаций осуществлялся в осесимметричной постановке для двух случаев положения иглы форсунки. Первый случай: игла находится в закрытом положении и опирается конусом на запорный конус распылителя. Второй случай: игла находится в открытом положении, мультипликатор расположен в верхнем положении. В расчете учитываются деформации растяжения корпуса форсунки (рис. 5). Расчет проведен для значения давления в аккумуляторе $p_{\text{ак}} = 150$ МПа.

Результаты расчета в виде значений продольных деформаций иглы, штанги, мультипликатора и корпуса представлены на рис. 6. Для иглы в закрытом положении деформация рассматриваемых деталей составляет 0,246 мм, а в открытом положении — 0,165 мм. Номинальный ход иглы форсунки МГТУ-НИКТИД составляет 0,23 мм. Увеличение действительного хода иглы относительно номинального достигает 0,165 мм, т. е. 71,7 %.

Для данной форсунки также проведен расчет с помощью одномерной математической моделью топливоподачи, учитывающую продольную деформацию элементов ЭГФ. Получены графические зависимости подъема иглы без учета продольной деформации (рис. 7). Как

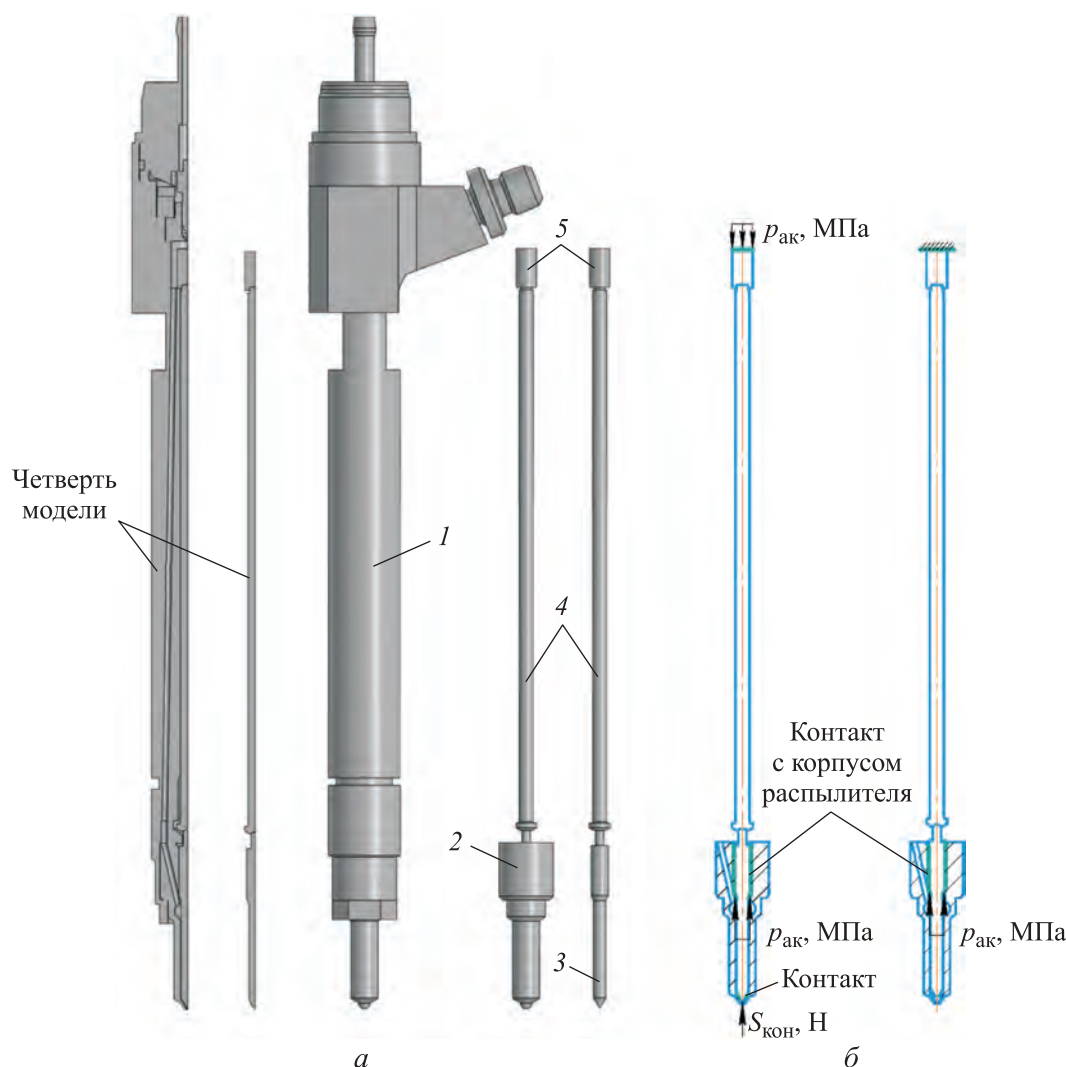


Рис. 5. Твердотельная модель форсунки 1, распылителя 2, иглы 3, штанги 4, мультипликатора 5 (а) и расчетная схема (б); $S_{\text{кон}}$ — сила давления иглы на запорный конус

было сказано выше, в математической модели продольная деформация элементов форсунки учитывается с помощью суммарного коэффициента продольной податливости ЭГФ. Этот коэффициент равен сумме частных от деления длины на площадь сечения группы деформируемых деталей: иглы, штанги, мультипликатора запирания, корпуса, распылителя. Для выполненных конструкций его значение находится в диапазоне $2 \dots 20 \text{ мм}^{-1}$. Коэффициент продольной податливости для рассматриваемой форсунки равен $15,44 \text{ мм}^{-1}$ или соответственно по двум группам деталей $12,44$ и $3,07 \text{ мм}^{-1}$.

При сравнении результатов, полученных с помощью одномерного и трехмерного расчетов, видно, что изменение хода иглы относительно номинального значения равно $0,16 \text{ мм}$

для обоих расчетов. Также достигается совпадение расчетных результатов с экспериментальными данными (см. рис. 3) при $p_{\text{ак}} = 80 \text{ МПа}$. В последнем случае изменение хода иглы вдвое меньше ($0,08 \text{ мм}$), но и в этом случае действительный ход иглы увеличивается существенно: $0,22 + 0,08 = 0,30 \text{ мм}$.

Совпадение результатов позволяет сделать вывод о достоверности простой одномерной математической модели деформирования деталей ЭГФ и общей математической модели топливоподачи.

Продольное деформирование деталей форсунки влияет на показатели топливоподачи. Рассмотрим ситуацию на примере опытной ЭГФ конструкции МГТУ-НИКТИД с шариковым клапаном диаметром $1,6 \text{ мм}$, сопловыми отвер-

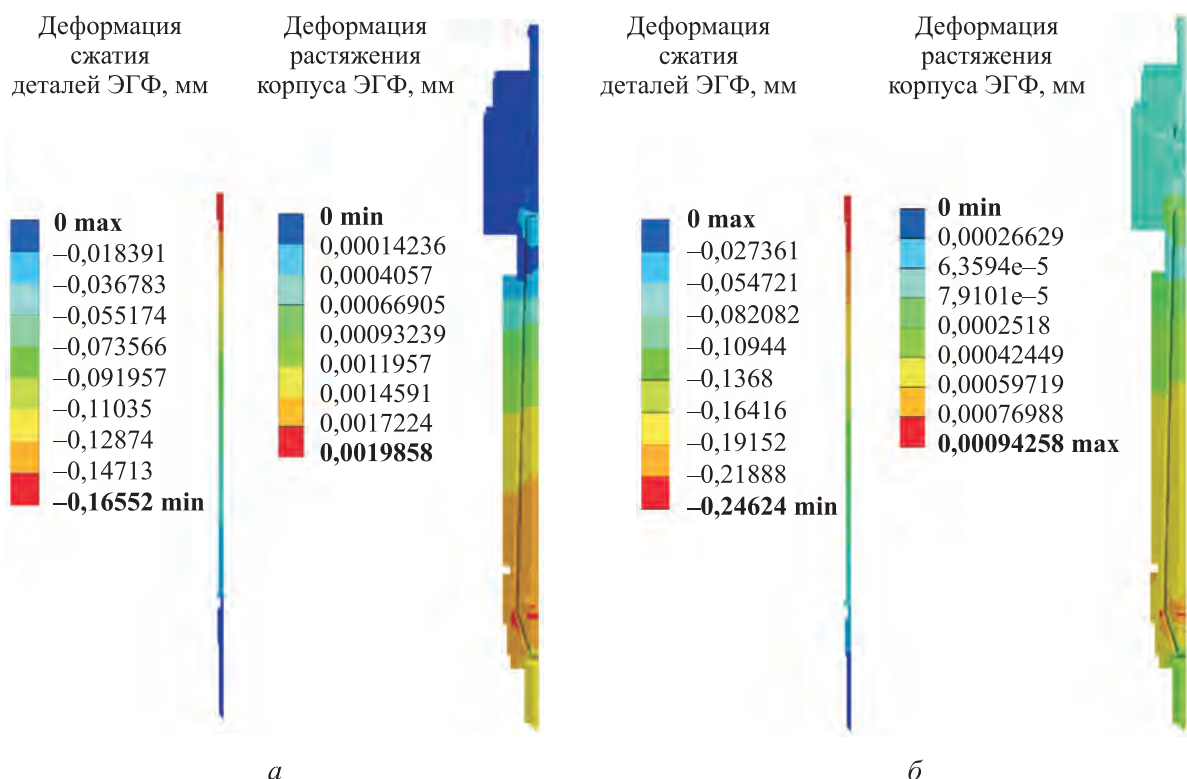


Рис. 6. Результаты расчета продольных деформаций в 3D-постановке при давлении $p_{ак} = 150$ МПа: *a* — поднятая игла в равновесии сил; *б* — нахождение иглы на упоре

ствиями распылителя $5 \times 0,21$ мм, цикловой подачей 50 мг, давлением в аккумуляторе 150 МПа.

В первом варианте форсунки деформация существенно изменяла форму характеристики впрыскивания, сдвигала подачу по времени до 8° ПКВ. После оптимизации сечений жикле-

ров, параметров электроуправления, упругости мультипликатора запирания и других параметров форсунки показатели подачи улучшились: игла устойчиво выходила на упор, обеспечивалась трапецевидная форма характеристики впрыскивания.

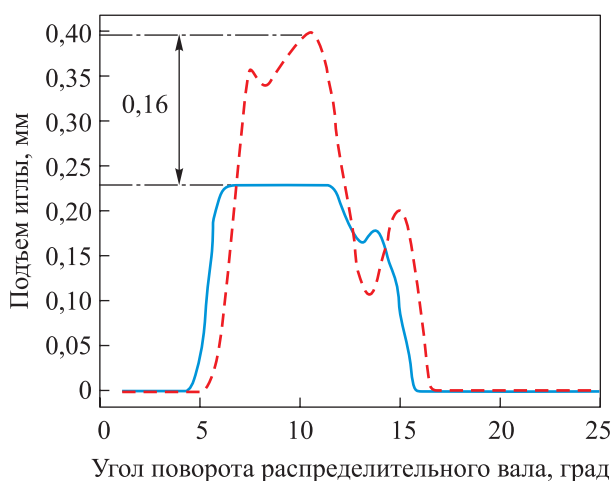


Рис. 7. Подъем иглы без учета продольной деформации (—) и с ее учетом (---) для ЭГФ МГТУ-НИКТИД при $p_{ак} = 150$ МПа

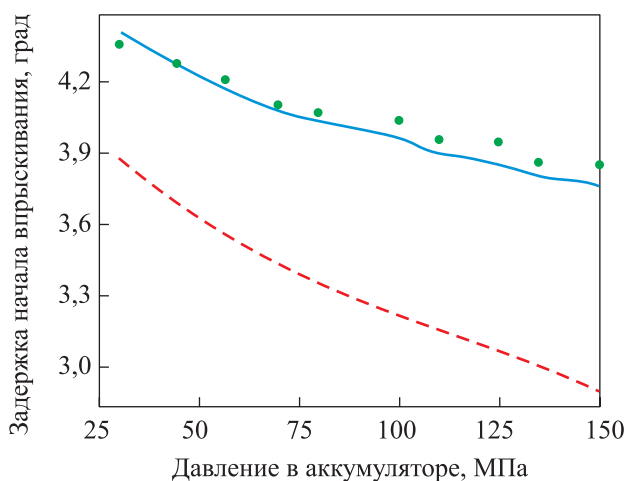


Рис. 8. Зависимость задержки начала впрыскивания в опытной форсунке от давления в аккумуляторе: — расчет при $k_{подат} = 15,44$ мм⁻¹; • результаты испытаний; --- расчет при $k_{подат} = 0$

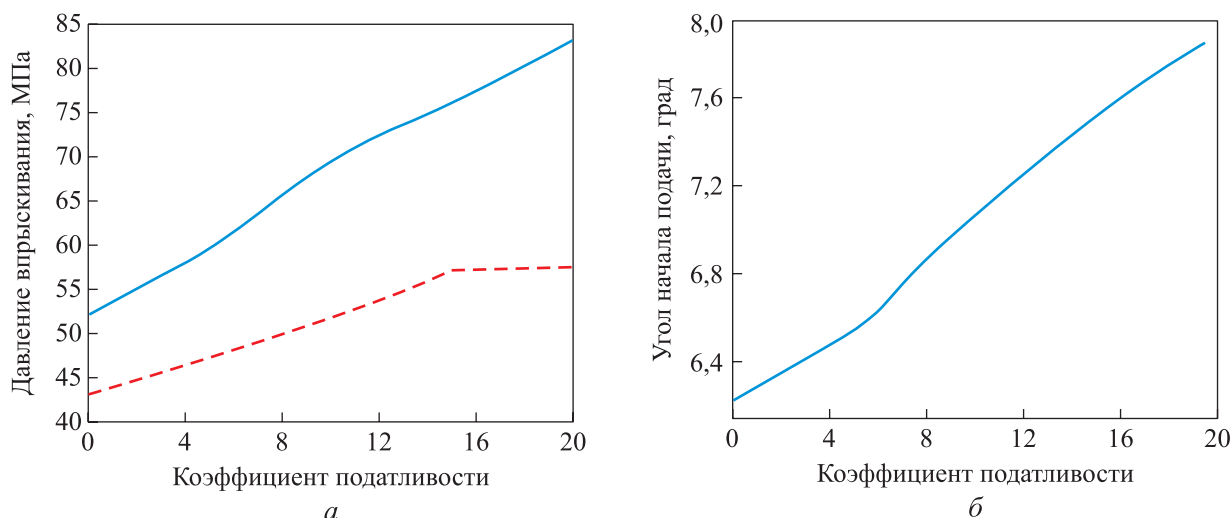


Рис. 9. Расчетные зависимости максимального (—) и среднего давления (---) впрыскивания (а) и угла начала подачи (б) опытной форсунки от коэффициента податливости

Деформации зависят от давления топлива (см. рис. 4). Для опытной форсунки имелась возможность сравнить результаты расчета и испытаний образца оптимизированной форсунки на топливном стенде (рис. 8). Задержкой начала подачи считали интервал между началом подачи форсирующего сигнала на электромагнитный привод и началом подъема иглы форсунки.

С повышением давления задержка начала впрыскивания увеличивается для всех вариантов форсунки по причине потери времени на восстановление размеров деформированных деталей, замедления разгрузки КУ. Хорошее совпадение результатов расчета и экспериментальных

данных свидетельствует о том, что модель отражает изменение балансовых соотношений в полостях, вызванных деформированием деталей.

Рис. 9 иллюстрирует, как меняются показатели топливоподачи по мере увеличения податливости деталей форсунки. С повышением $k_{\text{подат}}$ в результате роста подъема иглы растет максимальное давление впрыскивания. Также смещается угол начала подачи. Таким образом, процессы в топливоподающей аппаратуре необходимо моделировать с учетом податливости деталей, проектировать ЭГФ с учетом их жесткости, учитывать деформацию при обосновании размеров ЭГФ.

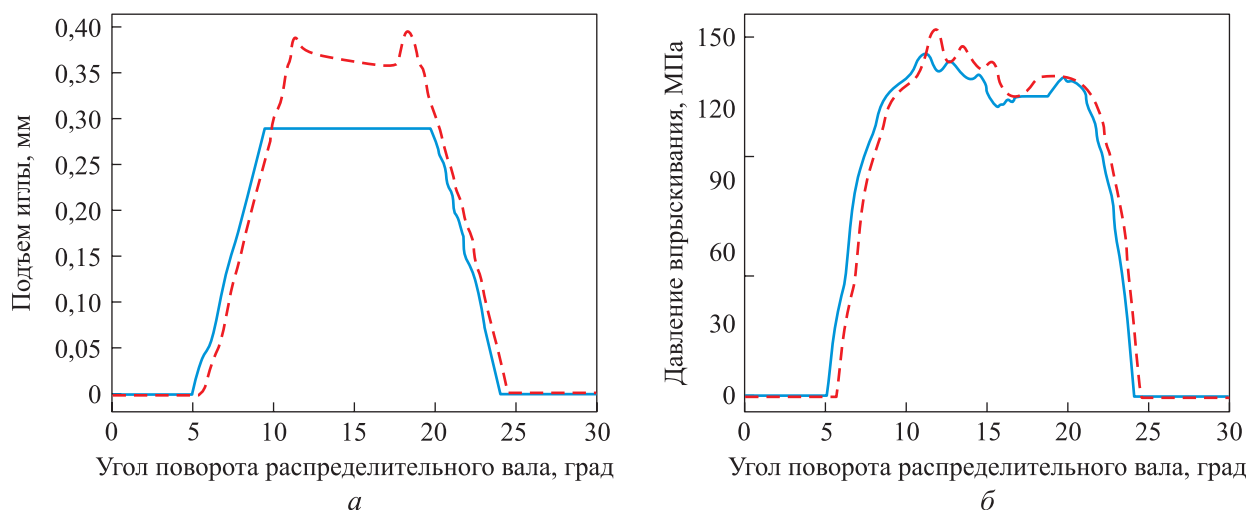


Рис. 10. Зависимость подъема иглы (а) и давления впрыскивания (б) в форсунке АЗПИ при $p_{\text{ак}} = 160 \text{ МПа}$: — без учета податливости; --- $k_{\text{подат}} = 12 \text{ мм}^{-1}$

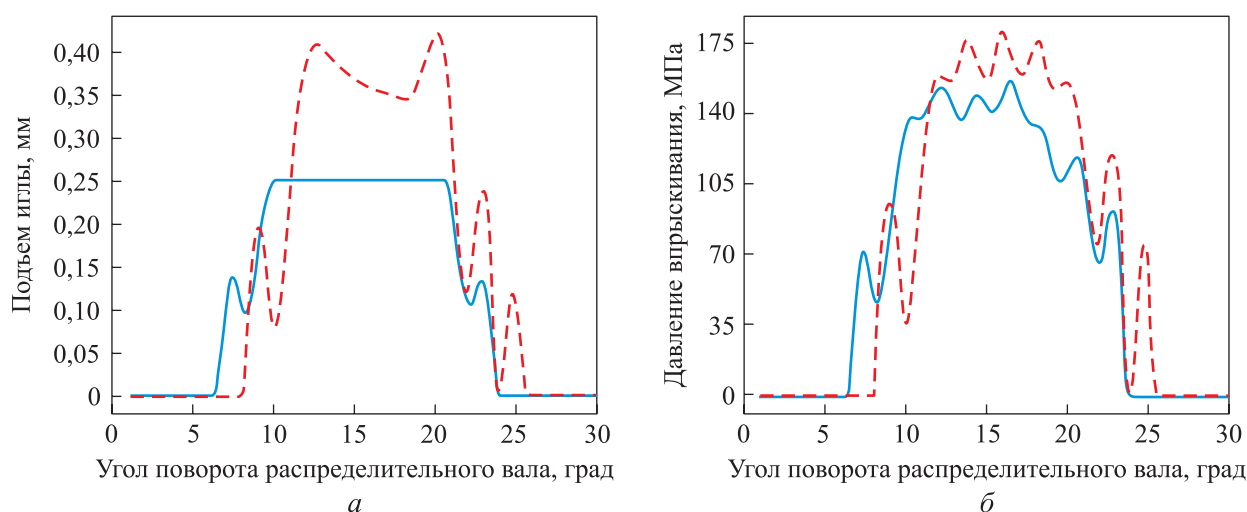


Рис. 11. Подъем иглы (а) и давление впрыскивания (б) в ЭГФ R. Bosch при $g_{\text{ц}} = 110$ мг:

— без учета податливости; — $k_{\text{подат}} = 15 \text{ мм}^{-1}$

Исследование форсунки АЗПИ для автомобильного двигателя

Аналогичная картина наблюдалась в другой топливной системе — в форсунке Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ) для дизеля ЯМЗ-V8 ($D/S = 130/140$ мм) — рис. 10. Деформация деталей ЭГФ приводит к запаздыванию впрыскивания по фазе, увеличению хода иглы, давления впрыскивания. Увеличение максимального давления впрыскивания — на 9,4 МПа, задержка начала подачи заметнее — $1,28^\circ$ ПКВ.

Исследование форсунки R. Bosch

Рассмотрим ситуацию на примере хорошо известной ЭГФ с незаряженным шариковым клапаном R. Bosch. В первой генерации с соплами распылителя $5 \times 0,182$ мм и давлении в аккумуляторе 135 МПа подъем иглы и фаза подачи изменяется заметно, давление впрыскивания — незначительно. Большой интерес представляет поведение ЭГФ на современном уровне давлений $p_{\text{ак}} = 180 \dots 200$ МПа с большими цикловыми подачами $g_{\text{ц}}$.

На рис. 11 видно, что продольные деформации существенно увеличивают подъем иглы с 0,25 до 0,42 мм, максимальное давление впрыскивания увеличивается с 156 до 179 МПа. Рост давления впрыскивания за счет деформаций обусловлен снижением гидравлических потерь в запорном конусе иглы.

Заключение

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Продольная деформация деталей ЭГФ, заключающаяся в сжатии иглы, штока, мультипликатора запирания и растяжении корпусных деталей — специфическое явление в форсунках Common Rail при высоком давлении.

2. В наибольшей степени продольная деформация проявляется в задержке в срабатывании форсунки. Начало впрыскивания может задерживаться из-за деформаций деталей до $2,0 \dots 2,5^\circ$ ПКВ.

3. Продольная деформация деталей форсунки проявляется в увеличении хода иглы. Величина суммарной продольной деформации соизмерима с ходом иглы и может составлять до 40% от его номинального значения.

4. Ввиду увеличения хода иглы и снижения гидравлических потерь в запорном конусе иглы увеличивается давление впрыскивания, сокращается его продолжительность.

5. При проектировании форсунок с учетом ее продольной податливости следует учитывать увеличение реального хода иглы относительно номинального, в частности, в целях повышения ресурса распылителя ограничивать максимальные ход иглы.

6. В современных форсунках с малой разгрузкой камеры управления влияние деформации деталей форсунки на давление впры-

скивания повышается, а на задержку начала впрыскивания — уменьшается.

7. Податливость ЭГФ вследствие роста фазовой задержки и хода иглы затрудняет организацию многофазового впрыскивания.

8. Значительная нежесткость деталей (коэффициент $k_{\text{подат}} > 20 \dots 30 \text{ мм}^{-1}$) провоцирует неустойчивость счета, поэтому рекомендуется применять численные методы, повышающие устойчивость.

Литература

- [1] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 50 p.
- [2] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model. *SAE Technologies*, 2013, paper no. 2013-01-0882. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [3] Wloka J.A., Pötsch C., Wachtmeister G. Injection Spray Visualization for 3000 bar Diesel Injection. *24th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 2011.
- [4] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 195 p.
- [5] Shinohara Y., Takeuchi K., Hermann O.E. et al. Common-Rail-Einspritzsystem mit 3000 bar. *MTZ Worldwide*, 2011, vol. 72, no. 1, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0005-7>
- [6] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E – Ultra High Pressure Distributed Pump Common Rail System. *SAE Technologies*, 2014, paper no. 2014-01-1440. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [7] Jia T.-M., Li G.-X., Yu Y.-S., Xu Y.-J. Effects of Ultra-High Injection Pressure on Penetration Characteristics of Diesel Spray and a Two-Mode Leading Edge Shock Wave. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 126–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.07.006>
- [8] Wang Y., Yu Y., Li G. et al. Experimental Investigation on the Characteristics of Supersonic Fuel Spray and Configurations of Induced Shock Waves. *Scientific Reports*, 2017, 8 p. DOI: <https://doi.org/10.1038/srep39685>
- [9] 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. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [10] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>
- [11] Драган Ю.Е. Экспериментальные исследования электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем высокооборотных автомобильных двигателей. *Прогресс транспортных средств и систем-2002: матер. междунар. науч.-практ. конф.*, Волгоград, 8–10 октября 2002 г., Волгоград, Волгогр. гос. техн. ун-т, 2002, ч. 2, 340 с.
- [12] Грехов Л.В., Драган Ю.Е. Формирование характеристики впрыскивания топлива с помощью аккумуляторной топливной системы для малотоксичных дизелей наземных транспортных средств. *Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника*, 2016, № 3, с. 20–24.
- [13] Catania A.E., Ferrari A., Manno M. Development and Application of a Complete Multijet Common-Rail Injection-System Mathematical Model for Hydrodynamic Analysis and Diagnostics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, vol. 130, no 6, pp. 181–192. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2925679>
- [14] Lai M.-C.D., Dingle P.J.G. Diesel Common Rail and Advanced Fuel Injection Systems. *SAE Permissions*, 2005, 135 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/T-117>
- [15] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988, 930 p.
- [16] Dongwei Wu, Baigang Sun, Dan Xu. Deformation of Nozzle, Needle, and Control Plunger of Solenoid Fuel Injector under High Injection Pressure. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*, July, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407018786354>
- [17] Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. *MECCA*, 2005, pp. 30–39. URL: <https://www.researchgate.net/publication/242722142> (accessed 22.02.2022).
- [18] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. *Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей*. Москва, Изд-во Легион-Автодата, 2013, 292 с.

References

- [1] Kendlbacher C., Müller P., Bernhaupt M. et al. Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 50 p.
- [2] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model. *SAE Technologies*, 2013, paper no. 2013-01-0882. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [3] Wloka J.A., Pötsch C., Wachtmeister G. Injection Spray Visualization for 3000 bar Diesel Injection. *24th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 2011.
- [4] Pflaum S., Wloka J., Wachtmeister G. Emission Reduction Potential of 3000 bar Common Rail Injection and Development Trends. *CIMAC World Cong. on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, 2010, 195 p.
- [5] Shinohara Y., Takeuchi K., Hermann O.E. et al. Common-Rail-Einspritzsystem mit 3000 bar. *MTZ Worldwide*, 2011, vol. 72, no. 1, pp. 10–15. DOI: <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0005-7>
- [6] Meek G., Williams R., Thornton D. et al. F2E – Ultra High Pressure Distributed Pump Common Rail System. *SAE Technologies*, 2014, paper no. 2014-01-1440. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1440>
- [7] Jia T.-M., Li G.-X., Yu Y.-S., Xu Y.-J. Effects of Ultra-High Injection Pressure on Penetration Characteristics of Diesel Spray and a Two-Mode Leading Edge Shock Wave. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, vol. 79, pp. 126–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.exthermflusci.2016.07.006>
- [8] Wang Y., Yu Y., Li G. et al. Experimental Investigation on the Characteristics of Supersonic Fuel Spray and Configurations of Induced Shock Waves. *Scientific Reports*, 2017, 8 p. DOI: <https://doi.org/10.1038/srep39685>
- [9] 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. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087416688805>
- [10] 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.035>
- [11] Dragan Yu.E. Eksperimental'nye Issledovaniya elektrogidravlicheskih forsunok akkumulyatornykh toplivnykh sistem vysokooborotnykh avtomobil'nykh dvigateley [Experimental Studies of Electro-Hydraulic Injectors of Storage Fuel Systems of High-Speed Automobile Engines]. *Progress transportnykh sredstv i sistem-2002: mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Progress of Vehicles and Systems-2002: Materials of the International Scientific-Practical Conferences]. Volgograd, VSTU Publ., 2002, pt. 2, 340 p. (In Russ.).
- [12] Grekhov L.V., Dragan Yu.E. Injection Rate Shaping with Common Rail for Low-Emission Diesel Engines of Ground Vehicles. *Gruzovik: transportnyy kompleks, spetsstekhnika*, 2016, no. 3, pp. 20–24 (in Russ.).
- [13] Catania A.E., Ferrari A., Manno M. Development and Application of a Complete Multijet Common-Rail Injection-System Mathematical Model for Hydrodynamic Analysis and Diagnostics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, vol. 130, no 6, pp. 181–192. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2925679>
- [14] Lai M.-C.D., Dingle P.J.G. Diesel Common Rail and Advanced Fuel Injection Systems. *SAE Permissions*, 2005, 135 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/T-117>
- [15] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 1988, 930 p.
- [16] Dongwei Wu, Baigang Sun, Dan Xu. Deformation of Nozzle, Needle, and Control Plunger of Solenoid Fuel Injector under High Injection Pressure. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*, July, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407018786354>
- [17] Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. *MECCA*, 2005, pp. 30–39. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/242722142> (accessed 22.02.2022).
- [18] Grekhov L.V., Gabitov I.I., Negovora A.V. *Konstruktsiya, raschet i tekhnicheskij servis toplivnoy apparatury sovremennykh dizeley* [Design, Calculation and Technical Service of Modern Diesel Fuel Equipment]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2013, 292 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 05.08.2022

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

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

Казачков Ярослав Юрьевич — магистрант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: ya.yu.kazachkov@mail.ru

Драган Юрий Евгеньевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: dragan29@mail.ru

Чжао Цзяньхуэй — профессор Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Харбинского инженерного университета. E-mail: zhaojianhui@hrbeu.edu.cn

Information about the authors

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

Barchenko Filipp Borisovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Department “Combined Engines and Alternative Power Plants”, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: barchenco@mail.ru

Kazachkov Yaroslav Yurievich — Bachelor of Department “Combined Engines and Alternative Power Plants”, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: ya.yu.kazachkov@mail.ru

Dragan Yuri Evgenievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Department “Combined Engines and Alternative Power Plants”, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: dragan29@mail.ru

Zhao Jianhui — Professor of the College of Energy and Power Engineering, Harbin University of Engineering. E-mail: zhaojianhui@hrbeu.edu.cn

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грехов Л.В., Барченко Ф.Б., Казачков Я.Ю., Драган Ю.Е., Чжао Ц. Расчет и проектирование форсунок Common Rail с учетом их продольной податливости. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 3–14. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.3-14>

Citation:

Grekhov L.V., Barchenko F.B., Kazachkov Ya.Yu., Dragan Yu.E., Zhao J. Calculation and Design of Common Rail Injectors with considering their Longitudinal Compliance. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 3–14 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.3-14>

Профилирование юбки составного поршня двигателя внутреннего сгорания*

С.В. Смирнов¹, И.А. Заев², А.А. Воробьев¹

¹ Российский университет дружбы народов

² ООО «Вычислительные технологии инжиниринга»

Profile Design of a Two-piece Piston Skirt for Internal Combustion Engine

S.V. Smirnov¹, I.A. Zaev², A.A. Vorobyev¹

¹ People's Friendship University of Russia

² LLC "Computational Engineering Technologies"

При проектировании конструкции поршня одной из важных задач является обеспечение надежной работы двигателя с минимальными потерями на трение. Профилирование юбки поршня, направленное на создание условий для жидкостного трения в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» при минимальных монтажных зазорах, является одним из эффективных способов решения данной задачи. Представлена разработанная математическая модель, позволяющая исследовать влияние на гидродинамические характеристики трения и динамику движения поршня основных параметров, характеризующих конструкцию деталей кривошипно-шатунного механизма. Данная модель включает совместное решение взаимосвязанных задач: определение характеристик поперечного движения поршня, деформаций юбки поршня под воздействием тепловых и механических нагрузок, и расчет гидродинамических сил, действующих со стороны масляного слоя в сопряжении. Результаты получены для составного поршня диаметром 130 мм. Исследовано влияние профиля юбки составного поршня на гидродинамические характеристики и поперечное движение поршня, представлены результаты для рассматриваемой конструкции и даны рекомендации по профилированию.

Ключевые слова: поршень, гидродинамическая смазка, динамика движения поршня, упруго-гидродинамическая задача, толщина масляного слоя, юбка поршня, составной поршень, профилирование юбки поршня

Ensuring reliable engine operation with minimal friction losses is one of the primary design tasks for a piston design. One of the effective ways to solve this problem is piston skirt profiling. Profiling is aimed at creating conditions for fluid friction in the “piston skirt-cylinder” interface with minimal mounting clearances. We present a mathematical model for studying the influence on the hydrodynamic characteristics of friction and the dynamics of the movement of the piston of the main parameters characterizing the design of the details of the crank mechanism. This model includes a coupled solution of interrelated problems: determining the characteristics of the transverse movement of the piston, the deformation of the piston skirt under thermal and mechanical loads, and the calculation of the hydrodynamic forces acting from the oil layer in the fit. The results are obtained for a two-piece piston with a diameter of 130 mm. We study the influence of the profile of the two-piece piston skirt on the hydrodynamic characteristics and the transverse movement of the piston is studied and present the results for the considered design. Lastly, we give recommendations for profiling.

Keywords: piston, hydrodynamic lubrication, piston movement dynamics, elastohydrodynamic problem, oil layer thickness, piston skirt, two-piece piston, piston skirt profiling

* Публикация выполнена при поддержке Программы стратегического академического лидерства РУДН.

Введение

Перспективным направлением повышения энергоэффективности двигателей внутреннего сгорания является снижение механических потерь в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ).

В настоящее время в конструкциях форсированных дизелей, имеющих повышенные нагрузки на ЦПГ, часто используются составные поршни, которые совмещают в себе преимущества поршней, изготовленных из стали (чугуна), и алюминиевых поршней [1]. Головка составного поршня, выполненная из стали или чугуна, обладает низким коэффициентом линейного расширения, что позволяет уменьшить зазор между головкой поршня и гильзой цилиндра. Это положительно сказывается на уплотнении цилиндра, способствует уменьшению вредных выбросов и токсичности отработавших газов. Юбка поршня, выполненная из алюминиевых сплавов, позволяет снизить общую массу поршня. Отсутствие прямой теплопередачи от головки поршня к юбке позволяет снизить уровень температур юбки поршня, уменьшить монтажный зазор пары трения «юбка поршня — цилиндр» и обеспечить более благоприятные условия трения, снизить потери на трение, повысить безотказность работы в результате предотвращения склонности трущихся поверхностей к задирам и натирам.

Уменьшение потерь на трение возможно благодаря созданию оптимальных условий смазывания юбки поршня для пары трения «юбка поршня — цилиндр». Одним из основных направлений уменьшения трения является профилирование юбки поршня, обеспечивающее преимущественно жидкостное трение в сопряжении в течение рабочего цикла [2–5].

В технической литературе для монометаллических поршней описаны исследования влияния поперечного движения поршня [6, 7], тепловых деформаций [8–10] на процесс смазывания юбки поршня. Многими исследователями [2, 11, 12] признается факт гидродинамической смазки юбки поршня, в том числе имеются экспериментальные подтверждения [13–16], однако представлено мало исследований влияния деформаций от гидродинамического воздействия масляного слоя на поперечное движение и процесс смазывания юбки с учетом действующих нагрузок на детали ЦПГ, особенно для составных поршней.

В данной статье рассмотрена математическая модель, которая позволяет исследовать влияние основных параметров, характеризующих конструкцию деталей кривошипно-шатунного механизма, на гидродинамические характеристики трения и динамику движения поршня. Предложен и апробирован расчетно-экспериментальный метод определения деформаций юбки составного поршня, используемый для верификации конечно-элементной модели (КЭМ) и составления матрицы податливости, которая используется в дальнейших исследованиях условий гидродинамической смазки юбки составного поршня. В статье представлено исследование влияния профиля юбки составного поршня на гидродинамические характеристики масляного слоя и поперечное перемещение юбки поршня с учетом ее деформации, даны рекомендации по профилированию юбки составного поршня. В расчетах использованы авторские программные коды для компьютера и пакет программ ANSYS.

Цель работы — исследование влияния профиля юбки составного поршня на характеристики гидродинамической смазки юбки поршня и поперечного движения поршня с помощью разработанной математической модели для определения гидродинамических характеристик в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» и выработка рекомендаций по профилированию юбки поршня.

Теоретическая часть исследования

В исследовании рассмотрена составная конструкция поршня, изображенная на рис. 1, которая представляет собой конструкцию из трех



Рис. 1. Конструкция поршня прототипа

основных элементов: головки поршня, юбки поршня и поршневого пальца, которые устанавливаются преимущественно в дизелях, имеющих повышенные нагрузки на цилиндро-поршневую группу [17].

Мощность потерь на трение юбки поршня находят согласно выражению

$$N_{\text{ю}} = F_h V, \quad (1)$$

где F_h — сила трения; V — продольная скорость поршня.

В случае гидродинамического режима трения согласно [18] для определения силы трения F_h , характеризующейся силами вязкого трения, используют формулу

$$F_h = \iint_A \left(\frac{\mu V}{h} - \frac{dp}{dx} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (2)$$

где A — площадь поверхности трения; μ — динамическая вязкость смазки; h — толщина слоя смазки; p — гидродинамическое давление масляного слоя; x — координата в направлении скольжения поршня.

Для определения мощности потерь трения необходимо знать распределение гидродинамического давления и толщины масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» в течение всего рабочего цикла.

Распределение толщины масляного слоя h представляют расчетным выражением

$$h(x, y, t) = h^H(x, y) + m(z - (x - x_{\text{ю}})\gamma) \cos \theta + \delta_{\text{ц}}^T(x, y) - \delta_{\text{ю}}^T(x, y) + \delta_{\text{ю}}^F(x, y, t) + \delta_{\text{ц}}^F(x, y, t), \quad (3)$$

В формулу (3) входят:

– распределение толщины смазочного слоя $h^H(x, y)$: $h^H(x, y) = u(x, y) + \Delta_{\text{м.з}}/2$, где $u(x, y)$ — отклонение профиля поршня в холодном состоянии; $\Delta_{\text{м.з}}$ — диаметральный монтажный зазор;

– поперечные z и угловые γ перемещения поршня относительно оси цилиндра, m — коэффициент, характеризующий сторону юбки поршня, для которой выполняется расчет по формуле (3): «нагруженная» — сторона юбки поршня, на которую действует максимальная боковая сила за цикл ($m = +1$); «ненагруженная» — противоположная нагруженной сторона юбки поршня ($m = -1$);

– деформации от теплового расширения юбки поршня $\delta_{\text{ю}}^T(x, y)$ и цилиндра $\delta_{\text{ц}}^T(x, y)$;

– деформации от гидродинамического давления масляного слоя юбки поршня $\delta_{\text{ю}}^F(x, y, t)$ и цилиндра $\delta_{\text{ц}}^F(x, y, t)$.

Первая составляющая $h^H(x, y)$ входит в исходные данные для расчета.

Для определения поперечных z и угловых γ перемещений юбки поршня относительно оси цилиндра используют следующие уравнения, описывающие движения юбки поршня (рис. 2):

$$\begin{cases} \sum F_z: F_g^1 - F_g^2 - N + F_C = 0; \\ \sum M_O: F_g^1 l_g^1 - F_g^2 l_g^2 - F_C l_{Cx} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

В системе (4) и на рис. 2 используются следующие обозначения: P_r — сила давления газов; N — боковая сила; $P_{\text{ш}}$ — сила, действующая на шатун; F_C — сила, возникающая только при контакте юбки поршня с цилиндром (при отсутствии контакта $F_C = 0$); F_h^1, F_h^2 — силы гидродинамического трения, определяемые по формуле (2) для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; p_g^1, p_g^2 — распределение гидродинамического давления для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; l_g^1, l_g^2 — расстояние от точки приложения гидродинамических сил до оси поршневого пальца для нагруженной и ненагруженной стороны юбки; l_{Cx} — расстояние от оси поршневого пальца до точки контакта юбки с цилиндром.

Для нахождения реакций масляного слоя F_g^1 и F_g^2 применяют разработанную ранее методику, изложенную в работе [5].

Основная задача при исследовании гидродинамической смазки в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» заключается в определении толщин масляного слоя и гидродинамического давления, возникающего в масляном слое при движении поршня в цилиндре. Значения гидродинамического давления, действующего на юбку поршня, определяли при решении уравнения Рейнольдса в двумерной постановке:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6V\mu \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (5)$$

где h — толщина масляного слоя; p — давление масляного слоя; μ — вязкость смазочного материала; V — продольная скорость поршня; x и y — координаты.

Правая часть уравнения (5) содержит две составляющие, вызывающие реакцию масляного слоя от воздействия:

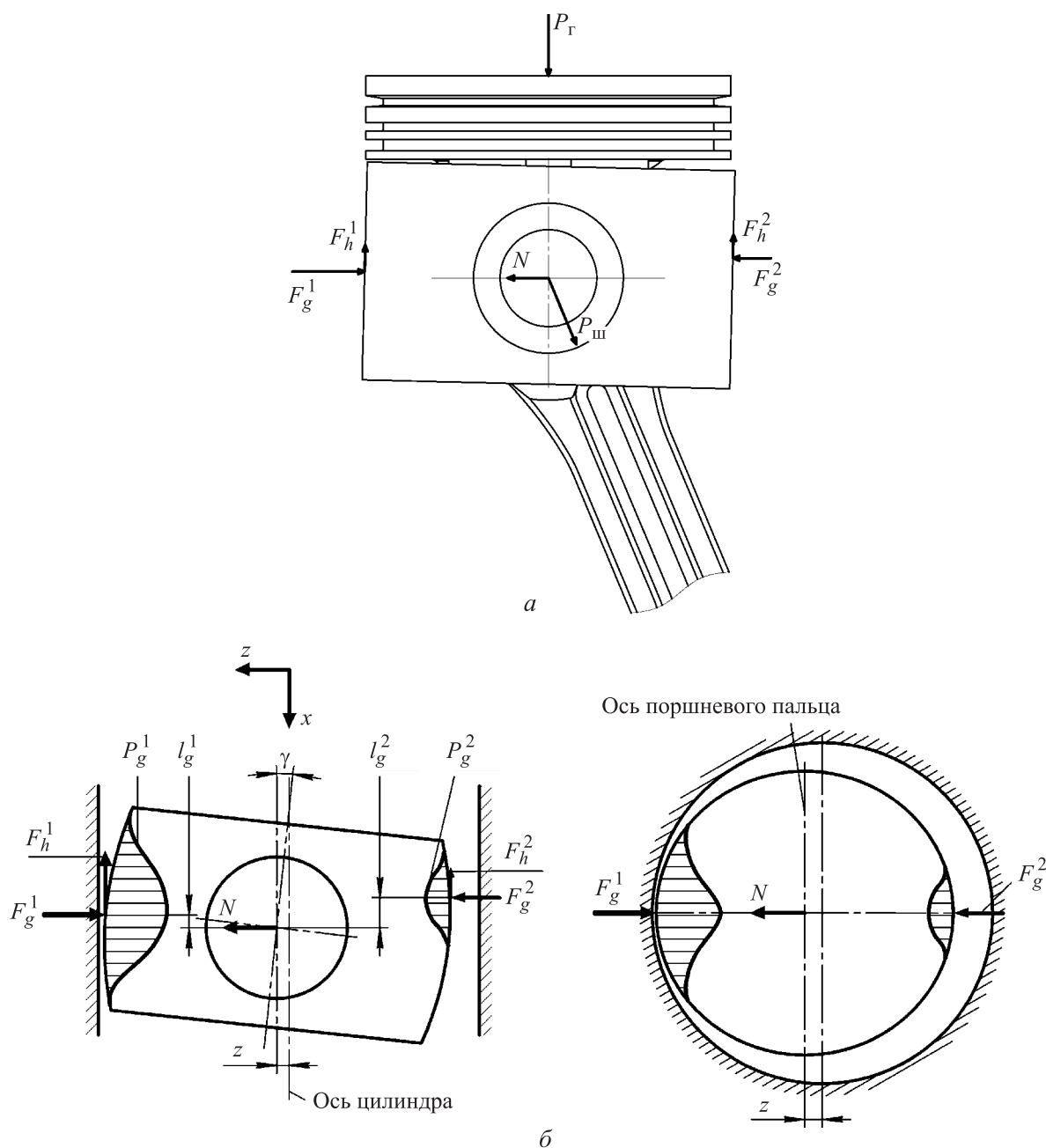


Рис. 2. Расчетная схема механизма (а) и силы, действующие на юбку поршня (б)

1) изменения толщины масляного слоя по поверхности трения в направлении движения поршня (эффект «клина») — $6V\mu \frac{\partial h}{\partial x}$;

2) изменения толщины масляного слоя по времени (эффект «сдавливания») — $12\mu \frac{\partial h}{\partial t}$.

Толщина масляного слоя (см. формулу (3)) зависит от деформаций юбки поршня и цилиндра. Тепловые деформации $\delta_{ю}^T(x, y)$, $\delta_{ц}^T(x, y)$ постоянны для выбранного расчетного режи-

ма работы двигателя, их определяют, используя метод конечных элементов (МКЭ) с помощью стандартного пакета программ. Для оценки деформаций, вызванных гидродинамическими давлениями масляного слоя, были проведены расчетные исследования деформаций юбки поршня и гильзы цилиндра на КЭМ в момент действия максимальной боковой силы. Рассмотрены три варианта конструкции юбки поршня, представленные на рис. 3:

а) монометаллический;

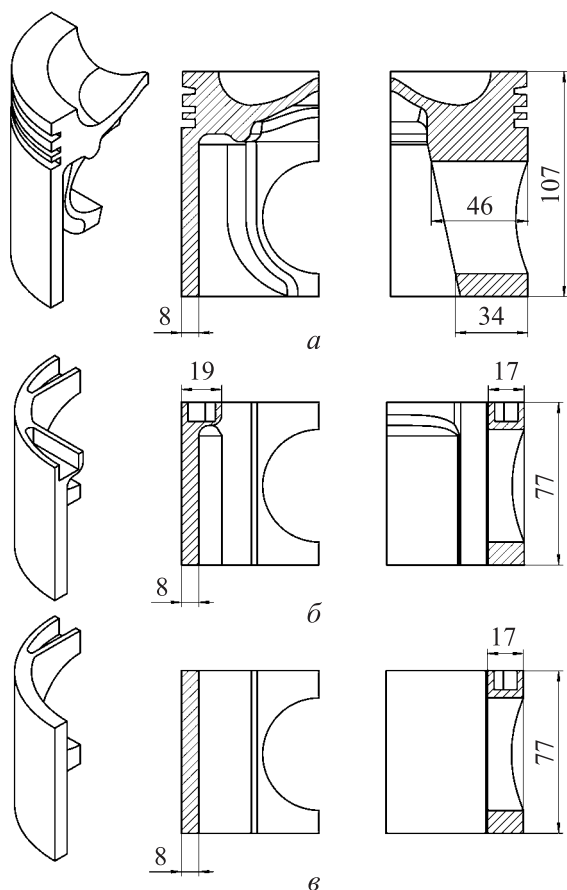


Рис. 3. Варианты конструкции поршней:
 а — монометаллический поршень; б — юбка составного поршня прототипа; в — юбка составного поршня без ребер жесткости

- б) составной базовой конструкции;
 в) составной без ребер жесткости.

К поверхности юбки поршня была приложена равномерно распределенная нагрузка, равная максимальной боковой силе.

Результаты расчетов деформаций юбки различных конструкций представлены на рис. 4, а, б.

Деформации юбки составного поршня в 3–4 раза больше по сравнению с деформацией монометаллического поршня. Пояс жесткости в верхней части юбки у прототипа составного поршня приводит к неравномерности деформаций по высоте юбки поршня. Поэтому учет деформаций юбки от гидродинамических давлений имеет исключительно важное значение при расчете толщин масляного слоя в сопряжении, особенно при рассмотрении составного поршня.

Максимальные деформации цилиндра от аналогичной нагрузки значительно меньше максимальных деформаций юбки составного поршня (максимальные деформации юбки базовой

конструкции составляют 0,15 мм (см. рис. 4, а), а гильзы — 0,004 мм), поэтому было принято решение не учитывать деформации гильзы цилиндра от гидродинамических давлений масляного слоя, которые, согласно статье [19], не влияют на гидродинамические характеристики трения юбки поршня.

Поперечные и угловые перемещения поршня зависят от боковой силы и гидродинамических реакций масляного слоя с нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня (4). При этом реакции масляного слоя и гидродинамические давления зависят от толщины масляного слоя (5) и, следовательно, от поперечных перемещений юбки поршня (z ; y) и деформаций от гидродинамического давления $\delta_{ю}^r(x, y, t)$ (см. формулу (3)). Таким образом, имеется три взаимосвязанных задачи по определению:

- 1) поперечного перемещения юбки поршня (z ; y);
- 2) гидродинамических давлений масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр»;
- 3) деформаций юбки поршня от гидродинамического давления и толщины масляного слоя в сопряжении.

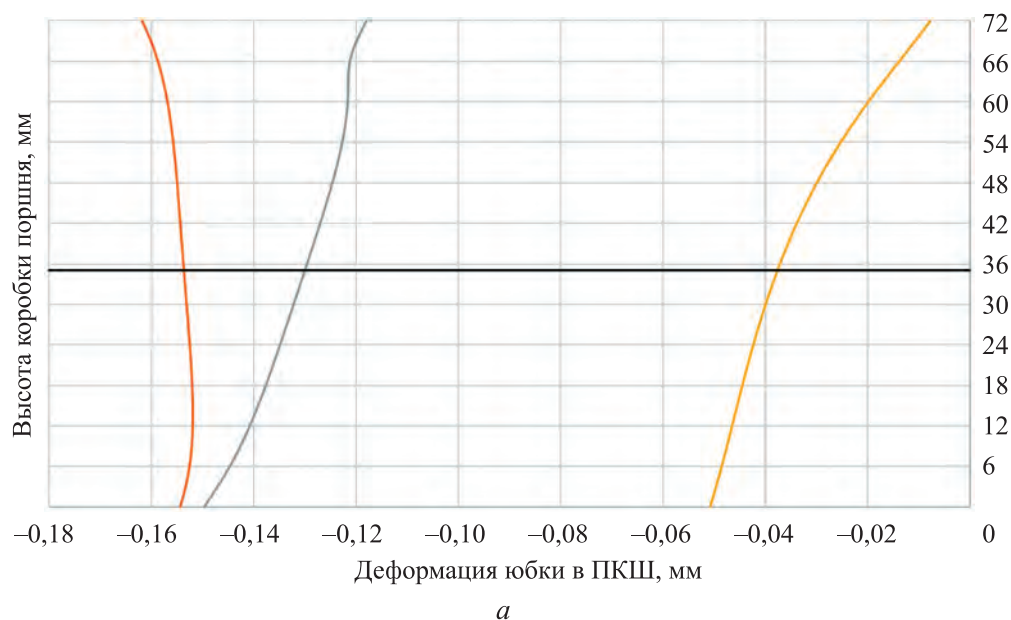
Решение данных задач должно осуществляться совместно для каждого положения коленчатого вала и, следовательно, для определенных значений продольной скорости движения поршня V , вязкости смазки $\mu(x, y)$ и действующей боковой силы N .

Для учета деформаций юбки поршня $\delta_{ю}^r(x, y, t)$ при решении гидродинамической задачи для масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» требуется совместно решить две задачи: определить гидродинамические давления в масляном слое и рассчитать деформации юбки поршня от воздействия гидродинамических давлений. Методика расчетов изложена в [5].

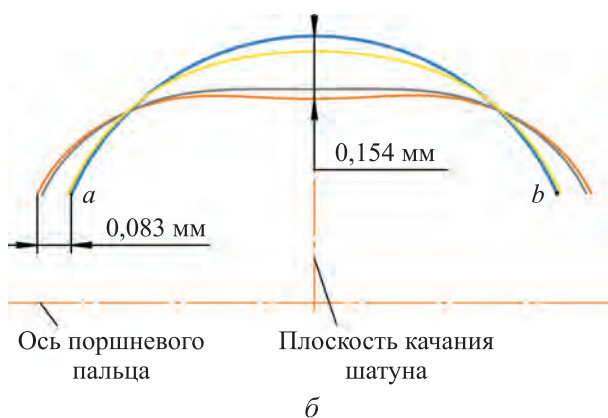
Для решения задачи гидродинамики применяли метод конечных разностей. После конечно-разностной аппроксимации для всех узлов была получена линейная система уравнений

$$[A]\{p\} = \{R\}, \quad (6)$$

где $[A]$ — двумерная матрица коэффициентов; $\{p\}$ — вектор-столбец гидродинамических давлений в узлах; $\{R\}$ — вектор-столбец правой части решения уравнения Рейнольдса.



а



б

Рис. 4. Деформации поршней:

а — в плоскости качания шатуна (ПКШ) (— монометаллический поршень; — юбка составного поршня прототипа; — юбка составного поршня без ребер жесткости; — ось поршневого пальца); б — в плоскости оси поршневого пальца (— исходный профиль; — монометаллический поршень; — юбка составного поршня прототипа; — юбка составного поршня без ребер жесткости, а и б — граничные точки области трения юбки поршня в поперечной плоскости)

Для определения деформаций поршня, вызванных действием гидродинамического давления масляного слоя, применяли МКЭ с использованием моделей, составленных из объемных элементов. Деформации в узлах определяли при решении системы линейных уравнений

$$\{\delta_n^f\} = [C]\{P\}, \quad (7)$$

где $[C]$ — матрица податливости; $\{\delta_n^f\}$ — вектор-столбец деформаций от гидродинамического давления; $\{P\}$ — вектор-столбец сил гидродинамических давлений в узлах.

Системы уравнений (6) и (7) были преобразованы в нелинейную систему уравнений, описывающую упруго-гидродинамическую задачу:

$$[A(p)]\{p\} = \{R(p)\} \quad (8)$$

или

$$F = [A(p)]\{p\} - \{R(p)\} = 0. \quad (9)$$

Решение системы уравнений (9) позволяет для заданного положения поршня определить одновременно распределение гидродинамических давлений и толщин масляного слоя в сопряжении с учетом деформаций юбки поршня от воздействия найденного распределения гидродинамического давления. При решении системы уравнений (9) использовали итерационный метод Ньютона. В расчетных формулах учитывали переменную вязкость масляного слоя от температуры.

Система линейных уравнений, описывающая упругие деформации юбки поршня (7), была решена в области контакта. Рассмотрена обратная задача. По известным деформациям определены силы в зоне контакта, влияние которых учитывается на деформации области гидродинамического трения.

Расчеты гидродинамических давлений и толщин масляного слоя в сопряжении для нагру-

женной и ненагруженной сторон юбки поршня проводили с заданным шагом по углу поворота коленчатого вала (ПКВ). На каждом шаге расчеты продолжали до выполнения условия равновесия действующих сил и моментов (4). Таким образом были определены изменения поперечных z и угловых γ перемещения юбки поршня, минимальных толщин масляного слоя в сопряжении по углу ПКВ.

Для нахождения деформаций юбки поршня от тепловой нагрузки и воздействия гидродинамических давлений масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» использовали МКЭ, реализованный в ANSYS.

При использовании численных методов важным фактором в процессе разработки модели служит степень дискретизации исследуемого объекта, в данном случае юбки поршня. Используемые конечные элементы и их размеры должны обеспечивать необходимую точность решения. При этом увеличение числа элементов и,

соответственно, узлов, в которых определяются искомые параметры, приводит к увеличению размерности матриц и возрастанию времени расчета.

Для решения данной задачи была разработана специальная методика, алгоритм которой представлен на рис. 5.

При решении поставленной задачи учитывали, что на каждом шаге по углу ПКВ необходимо многократно определять распределение гидродинамических давлений при решении уравнения (9) для нагруженной и ненагруженной сторон юбки поршня, вычисляя деформации только в узлах расчетной сетки на поверхности трения юбки поршня (рис. 6). Деформацию узлов на поверхности трения нельзя рассматривать отдельно от деформации всей конструкции юбки составного поршня, включая бобышки, поэтому была построена КЭМ всей конструкции. Далее на созданной модели юбки составного поршня или всего монометал-

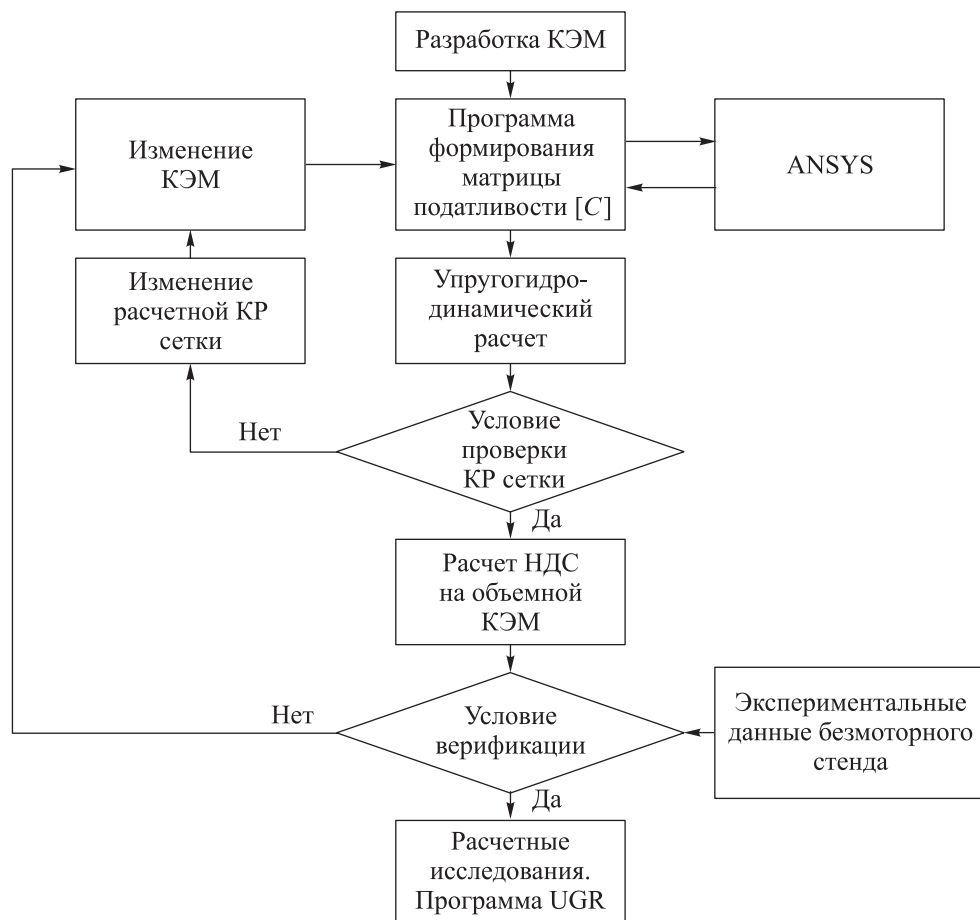


Рис. 5. Блок-схема алгоритма расчетно-экспериментального метода верификации КЭМ и составления матрицы податливости

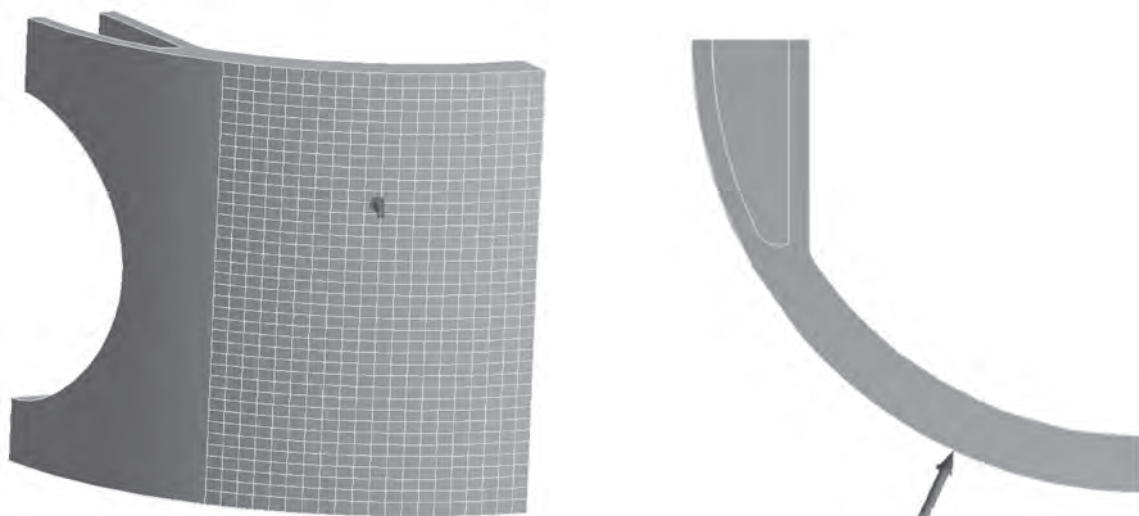


Рис. 6. Поверхность трения с конечно-разностной сеткой и приложенной силой в i -м узле для определения коэффициентов матрицы податливости

лического поршня была сформирована матрица податливости только для узлов на поверхности трения (см. рис. 6), которые учитывают взаимосвязи общей модели поршня. Такой подход позволил многократно уменьшить размерность матрицы податливости и значительно сократил время расчетов. Дополнительно для уменьшения времени расчета учитывали симметрию юбки поршня относительно плоскостей качания шатуна и поршневого пальца и рассматривали 1/4 часть юбки поршня (см. рис. 6).

Для формирования матрицы податливости применяли специально разработанную авторами программу [20], управляющую формированием исходных данных, запуском расчета стандартного пакета ANSYS с последующей обработкой и формированием матрицы податливости для узлов только на поверхности трения юбки. Узлы конечно-разностной (КР) сетки и конечных элементов на поверхности трения должны совпадать. Формирование матрицы податливости заключается в последовательном приложении единичных радиальных сил в узлах КЭМ, расположенных на поверхности трения юбки поршня. Приложение радиальной силы в одном узле цилиндро-поршневой группы (i -м узле на рис. 6) и фиксация деформаций от действия данной силы в остальных узлах на поверхности трения определяет коэффициенты одного столбца матрицы податливости. Количество расчетов коэффициентов матрицы податливости соответствует числу узлов на поверхности трения.

Размеры элементов должны обеспечивать необходимую точность решения. При этом увеличение числа элементов (уменьшение шага расчетной сетки) и, соответственно, увеличение числа узлов, в которых определяются искомые параметры, приводит к увеличению времени расчета. После формирования матрицы податливости был выполнен тестовый расчет с определением гидродинамических давлений с помощью авторского кода. Далее уменьшали шаг расчетной сетки на поверхности трения, корректировали КЭМ, формировали новую матрицу податливости и сравнивали результаты. При изменении результатов меньше допустимой погрешности расчет прекращали. Далее расчетные результаты напряженно-деформированного состояния (НДС) юбки поршня сравнивали с экспериментальными данными, полученными на специально разработанном безмоторном стенде [21, 22]. В случае расхождения результатов в пределах, превышающих допустимую погрешность, продолжали уменьшать шаг расчетной сетки, изменяли КЭМ и расчеты повторяли до получения необходимого результата.

После успешного завершения этого этапа была определена относительная площадь элемента расчетной сетки, равная 0,14 % рассматриваемой площади трения, что позволило обеспечить допустимую точность результатов. Дальнейшее уменьшение шага сетки и увеличение числа элементов до 2880 (относительная площадь — 0,035 %) приводит к изменению

результатов менее чем на 3 %. При этом размерность матрицы податливости возрастает в 4 раза, что соответственно увеличивает и время расчета. Экспериментальные данные показали, что при используемых точечных нагрузках для составления матрицы расхождение с расчетными результатами составило менее 5 %.

Далее исследовали гидродинамические характеристики масляного слоя в течение всего рабочего цикла с помощью авторского кода (программа UGR) и по результатам исследования осуществляли профилирование юбки поршня, обеспечивающее жидкостный характер трения в течение всего периода рабочего цикла на расчетном режиме.

Расчетные исследования влияния профиля юбки поршня

Задачей профилирования юбки поршня является подбор профиля, обеспечивающего преимущественно жидкостное трение в течение рабочего цикла в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» при минимальных монтажных зазорах.

Определяющее влияние на профиль оказывает неравномерность тепловых деформаций и деформаций юбки поршня от действия гидродинамического давления масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр».

В составном поршне юбка связана с головкой через поршневой палец, поэтому тепловой поток от головки поршня к юбке значительно уменьшается и не оказывает определяющего влияния на ее тепловое состояние так, как это имеет место в монометаллическом поршне. Исследования теплового состояния конструкции показали, что можно принять температуру по-

верхности юбки поршня постоянной (100 °С) и, соответственно, считать тепловое расширение равномерным. Поэтому для составного поршня определяющее влияние на распределение толщин масляного слоя в рассматриваемом сопряжении оказывают деформации юбки поршня от действия гидродинамического давления масляного слоя.

Наличие пояса жесткости в верхней части юбки (см. рис. 3) и бобышек приводит к неравномерности деформаций: по высоте юбки — наименьшие в верхней части и увеличивающиеся в направлении к нижней (см. рис. 4, а); в поперечной плоскости наибольшие деформации в плоскости качания шатуна уменьшаются по окружности юбки поршня в сторону бобышек юбки, причем на крайних участках деформации направлены в сторону цилиндра.

Продольный профиль задается двумя параболой и, соответственно, тремя параметрами (L_0 ; U_B ; U_H) (рис. 7, а):

$$X = [0; L_0] : u = a_1(X - L_0)^2; a_1 = U_B / L_0^2; \quad (10)$$

$$X = [L_0; L_{ю}] : u = a_2(X - L_0)^2; \quad (11)$$

$$a_2 = U_H / (L_{ю} - L_0),$$

где L_0 — расстояние до нулевой точки профиля, $L_{ю}$ — длина юбки поршня.

Поперечный профиль (рис. 7, б) определяется по следующей формуле:

$$U_\alpha = \frac{\Delta r}{2}(1 - \cos 2\alpha), \quad (12)$$

где α — угол относительно плоскости качания шатуна.

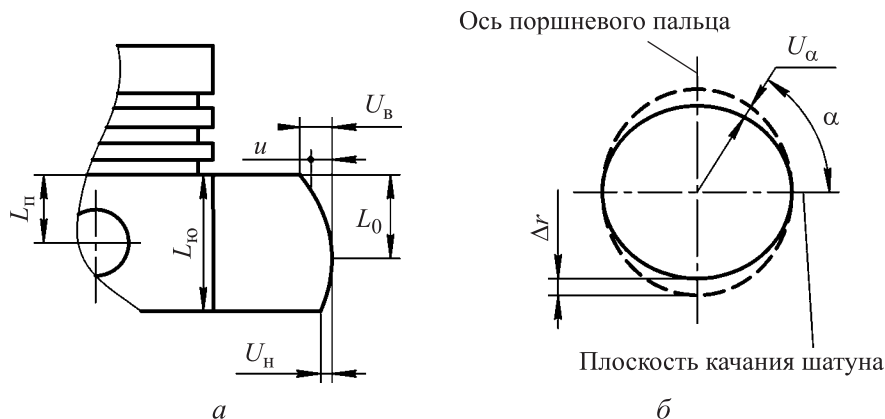


Рис. 7. параметры профиля юбки поршня:
а — продольного; б — поперечного

Введем параметр относительного положения нулевой точки профиля: $\zeta = L_0/L_n$, L_n — расстояние до оси поршневого пальца (см. рис. 7, а).

Профиль задается четырьмя параметрами (см. рис. 7):

- максимальные отклонения верхнего U_v и нижнего U_n участков профиля в плоскости качания шатуна и расположением нулевой точки профиля ζ ;
- поперечным радиальным отклонением профиля от окружности в плоскости поршневого пальца Δr .

Рассмотрим влияние перечисленных выше параметров на гидродинамические характеристики и поперечное перемещение юбки поршня.

Влияние поперечного профиля юбки поршня

Вначале был исследован симметричный продольный профиль ($L_0 = 36$ мм) и одинаковые максимальные отклонения в верхней и нижней части юбки ($U_v = U_n = 0,025$ мм). Изменяли овальность поперечного сечения. При постоянной температуре нагрева в поперечном сечении юбки поршня выбор поперечного профиля овальной формы (рис. 8) обусловлен следующими обстоятельствами. Наиболее удаленные участки по окружности от плоскости качания шатуна при деформациях от гидродинамического давления и поперечных перемещениях юбки

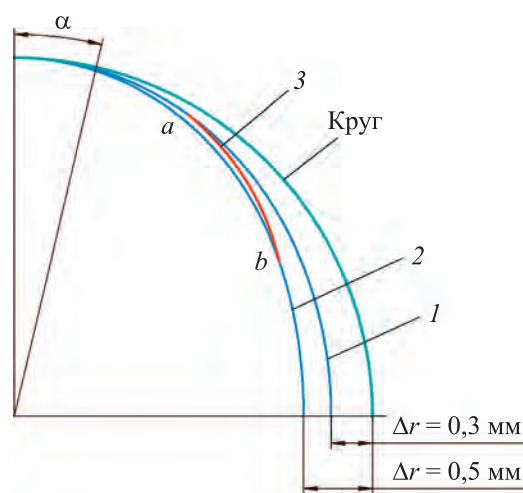


Рис. 8. Поперечный профиль с переменной овальностью юбки составного поршня:

- 1 — овальность $\Delta r = 0,3$ мм; 2 — овальность $\Delta r = 0,5$ мм; 3 — переменная овальность до точки a $\Delta r = 0,3$ мм, на участке a – b плавный переход от $\Delta r = 0,3$ к $0,5$ мм

поршня в направлении цилиндра контактируют с поверхностью цилиндра (рис. 9). Для исключения такой возможности и предусматривают овальность (наибольшее отклонение от окружности в плоскости оси поршневого пальца).

Проведенные исследования показали, что эффективнее задавать поперечный профиль как сочетание двух кривых с разной овальностью и участком с плавным переходом от одной овальности к другой (см. рис. 8). Для участков, удаленных от оси качания шатуна, овальность увеличивалась.

При овальности $\Delta r = 0,3$ мм наблюдается контакт юбки поршня с цилиндром на удаленных участках по окружности от плоскости качания шатуна (см. рис. 9) при углах поворота от 375 до 420° ПКВ, когда действующая боковая сила достигает максимальных значений. При увеличении овальности до $\Delta r = 0,5$ мм участок контакта уменьшается и сокращается по углу поворота ($380 \dots 407^\circ$ ПКВ). При переменной овальности (вариант 3 на рис. 8) контакты юбки поршня с цилиндром отсутствуют и область минимальных толщин масляного слоя в сопряжении смещается к плоскости качания шатуна.

После определения поперечного профиля, обеспечивающего жидкостный характер трения без контактов на наиболее удаленных участках от плоскости качания шатуна, были выполне-

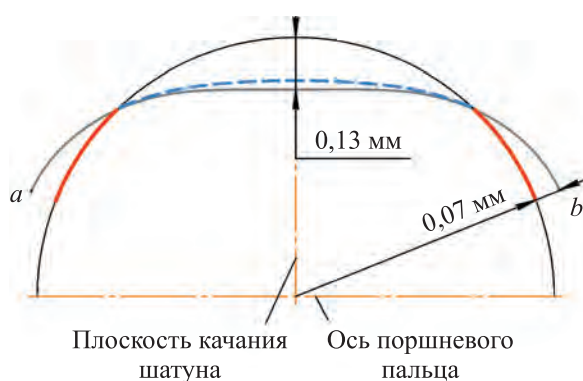


Рис. 9. Деформация и зоны контактирования юбки с цилиндром:

- цилиндр; — — деформация юбки без учета контактирования с цилиндром; — зона контактирования; — деформация юбки с учетом контактирования с цилиндром; a и b — граничные точки области трения юбки поршня в поперечной плоскости

ны многовариантные расчетные исследования с изменением параметров продольного профиля (U_b ; U_n ; ζ).

Приведем наиболее характерные результаты, показывающие основные закономерности влияния продольного профиля на гидродинамические характеристики масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» и поперечное перемещение юбки поршня.

Влияние продольного профиля юбки поршня

Расположение нулевой точки профиля. Изменения минимальных толщин масляного слоя, поперечное перемещение и углы наклона юбки поршня в течение цикла для различных положений нулевой точки профиля при $U_b = 0,05$ мм; $U_n = 0,015$ мм; $\Delta r = 0,3 \dots 0,5$ мм для монтажного зазора $\Delta_{м.з} = 0,05$ мм представлены на рис. 10.

Наименьшие значения толщины масляного слоя наблюдаются в сопряжении с нагруженной стороны юбки поршня при максимальных значениях боковой силы в диапазоне $375 \dots 420^\circ$ ПКВ при ходе поршня к нижней мертвой точке (НМТ).

Перемещение нулевой точки выше относительно оси поршневого пальца ($\zeta < 1,0$) уменьшает верхний участок профиля и, соответственно, приводит к уменьшению минимальной толщины масляного слоя на тактах сжатия и выпуска, когда поршень движется к верхней мертвой точке (ВМТ). Отметим, что поворот юбки направлен в сторону улучшения гидродинамической смазки от эффекта «масляного клина».

Поперечное перемещение определяется направлением действия боковой силы. Положение нулевой точки профиля существенно влияет на наклоны поршня. Юбка поршня поворачивается, чтобы обеспечить, во-первых, равновесие моментов, и в основном стремится занять такое положение, чтобы суммарная гидродинамическая сила прикладывалась вблизи оси поршневого пальца, а, во-вторых, улучшить гидродинамическую смазку от эффекта «масляного клина», особенно при максимальных боковых силах. Поршень смещается в сторону нагруженной стороны. Гидродинамические силы с ненагруженной стороны отсутствуют, поэтому равновесие моментов может быть достигнуто только при действии гидродинамической силы с нагруженной стороны по оси поршневого пальца, при этом по мере увеличения боковой

силы поворот направлен в сторону обеспечения максимального эффекта от «масляного клина». Также отметим, что и распределение деформаций (наибольшие в нижней части юбки) способствует увеличению эффекта «масляного клина» при движении поршня к НМТ.

Наименьшие наклоны для данной конструкции юбки поршня отмечаются при смещении нулевой точки профиля в сторону нижней части юбки относительно поршневого пальца в диапазоне относительного положения нулевой точки профиля $\zeta = 1,20 \dots 1,65$ (рис. 11).

Отклонения верхнего и нижнего участков профиля. Результаты расчетов при различных максимальных отклонениях верхнего участка профиля U_b при постоянных значениях расположения нулевой точки продольного профиля $\zeta = 1,45$ и поперечного профиля $\Delta r = 0,3 \dots 0,5$ мм представлены на рис. 12.

Как указывалось ранее, в нижней части юбки деформации больше, чем в верхней, что способствует гидродинамической смазке юбки поршня на тактах впуска и расширения при ходе поршня к НМТ (см. рис. 10, а). Поэтому отклонение нижней части профиля может быть минимальным ($U_n = 0,015$ мм).

Выполнение отклонений профиля в верхней части необходимо прежде всего для обеспечения гидродинамического эффекта «клина» при движении поршня к ВМТ на тактах сжатия и выпуска, поскольку распределение деформаций юбки поршня по высоте этого не обеспечивает. Однако следует учитывать, что с увеличением отклонения верхнего участка профиля ухудшается гидродинамический эффект «клина» при движении к НМТ и поворот поршня направлен на улучшение гидродинамического эффекта «клина», что хорошо видно на тактах впуска и выпуска при $U_b = 0,035 \dots 0,050$ мм (см. рис. 12). Поэтому дальнейшее увеличение отклонений для рассматриваемой конструкции (свыше 0,05 мм) нецелесообразно.

Таким образом, при повышенных отклонениях продольного профиля увеличиваются угловые наклоны юбки поршня и возрастет трение в сопряжении «бобышки юбки поршня — поршневой палец».

В результате проведенного исследования установлено, что наилучшим вариантом для рассматриваемой конструкции будет продольный профиль с отклонениями $U_b = 0,05$ мм;

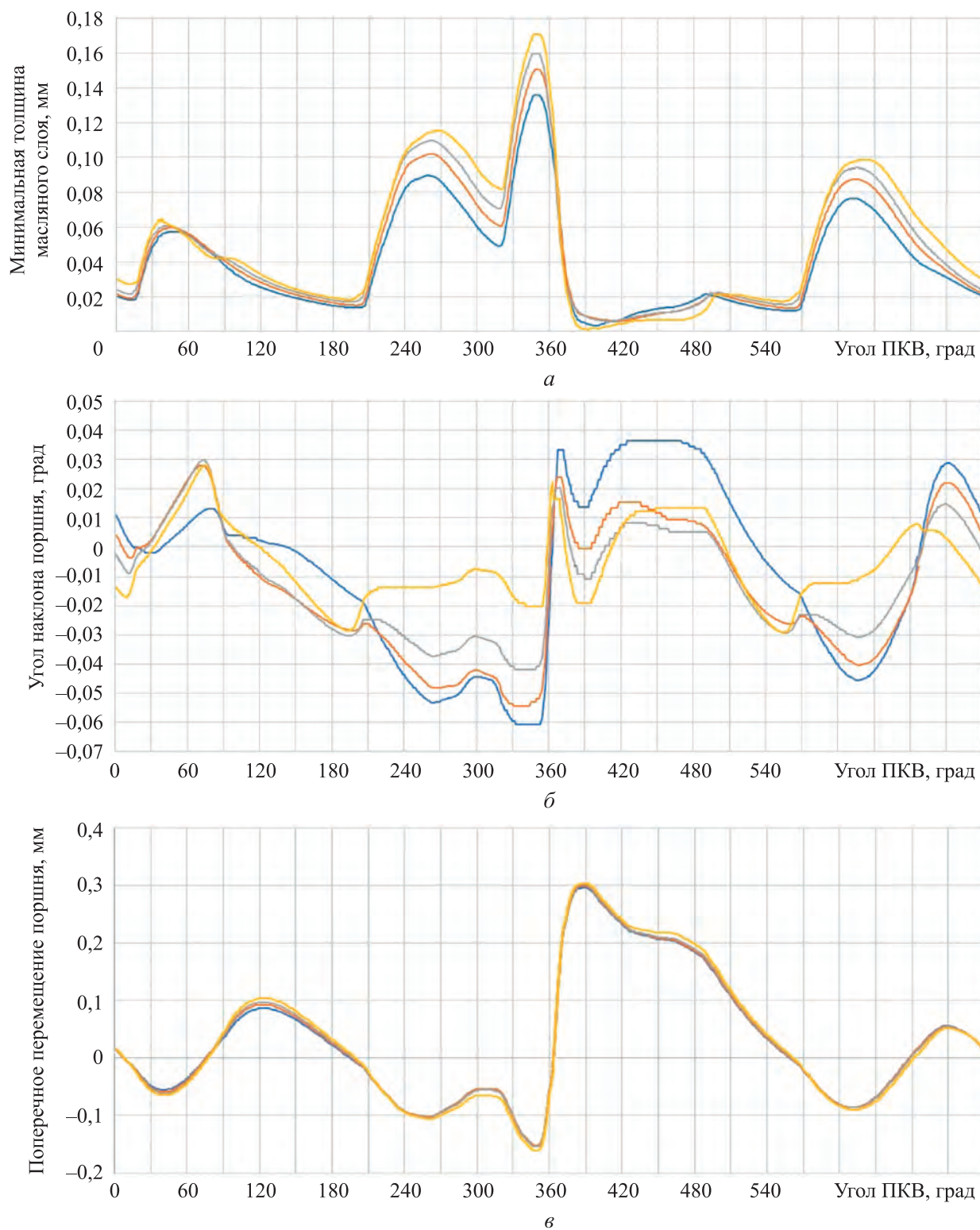


Рис. 10. Влияние относительного положения нулевой точки профиля ζ :

a — на минимальную толщину масляного слоя для нагруженной стороны юбки поршня; *б* — на угол наклона поршня; *в* — на поперечное перемещение поршня; — $\zeta = 0,65$; — $\zeta = 1,13$; — $\zeta = 1,45$; — $\zeta = 1,94$

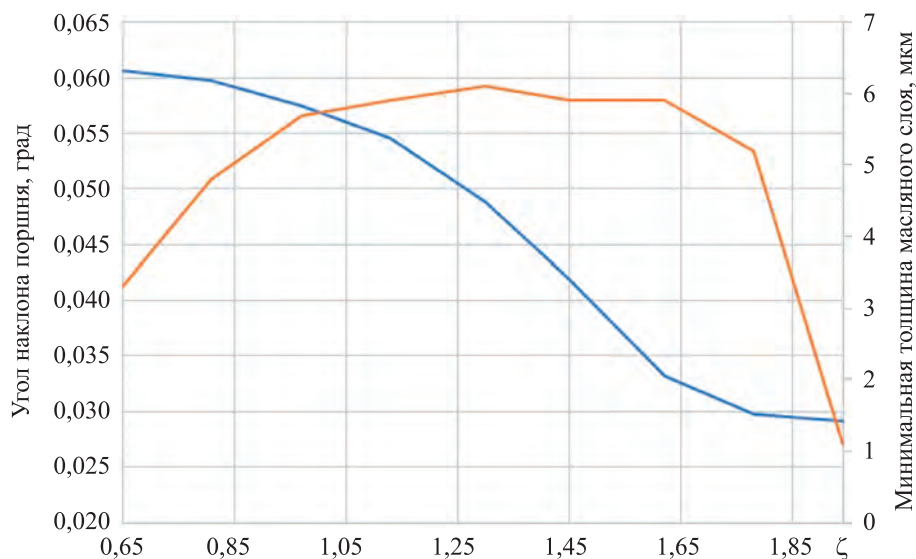


Рис. 11. Зависимость минимальной толщины масляного слоя (—) и максимальных значений угла наклона поршня (—) от положения нулевой точки профиля ζ

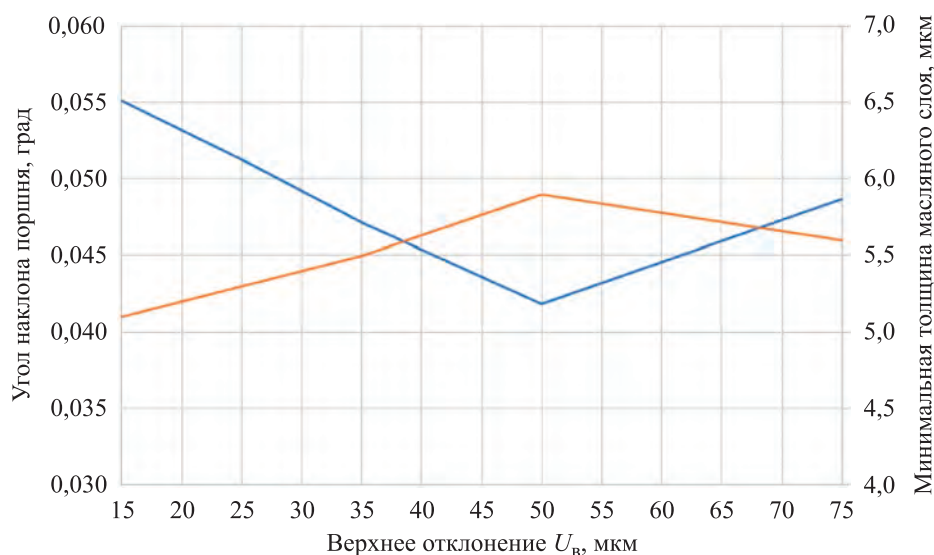


Рис. 12. Влияние верхнего отклонения профиля на максимальный наклон юбки поршня (—) и минимальную толщину масляного слоя нагруженной стороны (—)

$U_n = 0,015$ мм; расположением нулевой точки продольного профиля, смещенным к нижней части юбки относительно оси поршневого пальца ($\zeta = 1,45$), и поперечным профилем переменной овальности Δr с плавным переходом от 0,3 к 0,5 мм.

Мощность механических потерь в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» незначительно меняется для различных вариантов профиля при обеспечении устойчивого режима жидкостного трения (рис. 13).

Выполненные авторами исследования рассмотренной конструкции составного поршня показали следующее.

1. Определяющее влияние на поперечное перемещение юбки составного поршня оказывает боковая сила, а на наклоны юбки поршня — продольный профиль (расположение нулевой точки профиля относительно поршневого пальца и максимальные отклонения профиля в верхней и нижней части юбки).

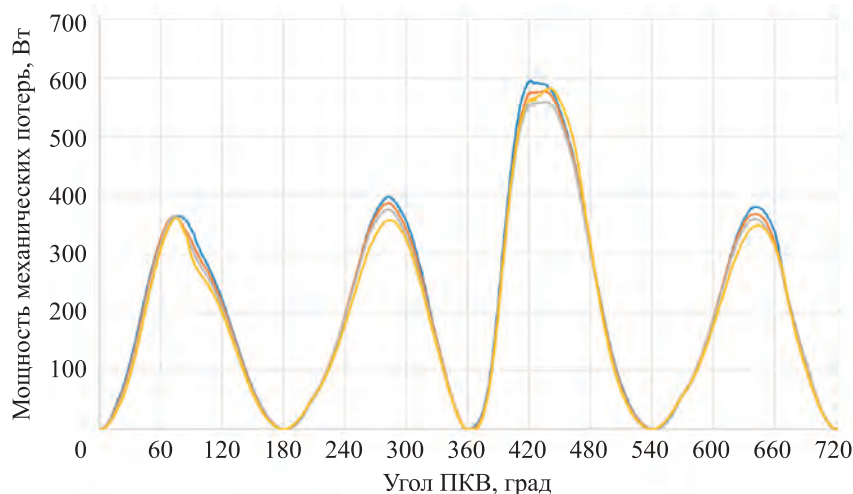


Рис. 13. Изменение мощности механических потерь в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» при различных положениях нулевой точки профиля:
— $\zeta = 0,65$; — $\zeta = 1,13$; — $\zeta = 1,45$; — $\zeta = 1,94$

2. Благодаря возможности поворота относительно поршневого пальца в определенных пределах юбка составного поршня эффективно влияет на несущую способность масляного слоя для обеспечения равновесия действующих сил и моментов при поперечном движении поршня и осуществления максимального эффекта масляного «клина».

Исследования влияния профиля на гидродинамические характеристики и поперечное движение поршня позволяют сделать следующие выводы о профилировании юбки поршня.

1. Профилирование направлено на создание условий жидкостного трения без контактов юбки поршня с цилиндром и влияет на несущую способность масляного слоя, поперечное движение поршня и наклоны поршня.

2. Имеются граничные значения отклонений продольного и поперечного профиля, при которых возникает контакт юбки поршня с цилиндром. Поперечный профиль должен быть выбран так, чтобы исключить контакты поверхности юбки поршня с цилиндром прежде всего на наиболее удаленных по окружности участках от плоскости качания шатуна.

3. При параметрах профиля, исключающих контакты юбки, рассматриваемая конструкция составного поршня позволяет юбке занимать положение, обеспечивающее гидродинамический характер трения за счет поворотов юбки относительно поршневого пальца. Отклонения продольного профиля и расположение нулевой

точки будут влиять главным образом на наклоны юбки поршня относительно оси цилиндра и толщину масляного слоя.

4. Профилирование юбки составного поршня должно быть направлено на обеспечение устойчивого режима гидродинамического трения в течение всего рабочего цикла с минимизацией наклонов юбки поршня.

Выводы

Проведенные исследования показали:

- 1) значительное влияние деформаций юбки поршня от гидродинамического давления масляного слоя на распределение толщин масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр»;
- 2) эффективное саморегулирование несущей способности масляного слоя в сопряжении «юбка поршня — цилиндр» за счет поворотов юбки составного поршня относительно поршневого пальца.

При выполнении данной работы:

- 1) построена математическая модель расчета гидродинамических параметров масляного слоя в сопряжении юбка поршня — цилиндр с учетом деформаций юбки составного поршня и ее перемещений в цилиндре двигателя;
- 2) предложен и апробирован расчетно-экспериментальный метод определения деформаций юбки поршня, используемый для верификации конечно-элементной модели и составления матрицы податливости;

3) проведено исследование влияние размеров расчетной сетки на точность результатов на тестовом примере. Установлено, что увеличение количества элементов расчетной сетки с относительной площадью элемента менее 0,14 % рассматриваемой площади поверхности трения нецелесообразно;

4) исследовано влияние профиля на гидродинамические характеристики и поперечное движение поршня. При этом выявлено следующее:

– поперечный профиль эффективнее задавать как сочетание двух кривых с разной овальностью и участком с плавным переходом от одной овальности к другой с целью исключить контакты поверхности юбки поршня с цилиндром прежде всего на наиболее удаленных участ-

ках по окружности от плоскости качания шатуна. Для исследуемой конструкции и заданных исходных данных это овальности от 0,3 до 0,5 мм;

– продольный профиль с учетом деформаций юбки поршня должен обеспечить устойчивый режим гидродинамического трения с минимизацией наклонов поршня. Для рассматриваемой конструкции и заданных исходных данных максимальное отклонение верхнего профиля $U_v = 0,050$ мм; нижнего $U_n = 0,015$ мм, а нулевая точка продольного профиля смещена к нижней части юбки относительно оси поршневого пальца ($\zeta = 1,45$). Изменение отклонений продольного профиля от данного приводило к увеличению наклонов юбки поршня при движении поршня в цилиндре.

Литература

- [1] Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В. *Современные конструкции поршней для тепловых двигателей*. Челябинск, ЮУрГУ, 2009, 50 с.
- [2] Путинцев С.В. *Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. URL: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2/putintsev1.pdf> (дата обращения 20.06.2018).
- [3] Zhu D., Cheng H.S., Arai T., Hamai K. A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication — Part I: Basic Modeling. *ASME. J. Tribol.*, Jun 1992, vol. 3, no. 114, pp. 553–562.
- [4] Рождественский Ю.В., Гусев А.И. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*, 2006, № 11 (66), с. 78–84.
- [5] Смирнов С.В. *Разработка конструкции поршня с терморегулирующими вставками и улучшенными гидродинамическими характеристиками для бензинового двигателя*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1987.
- [6] Yanjun L., Sha L., Peng W., Cheng L., Yongfang Z., Norbert M. The Analysis of Secondary Motion and Lubrication Performance of Piston considering the Piston Skirt Profile. *Shock and Vibration*, 2018, no. 2018, article ID 3240469, p. 27. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/3240469>
- [7] Москаленко И.Н., Доценко В.Н., Белогуб А.В., Дойкин А.А. Динамика поршня двигателя внутреннего сгорания. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*, 2013, № 2, с. 28–36.
- [8] Ning L., Meng X., Xie Y. Incorporation of Deformation in a Lubrication Analysis for Automotive Piston Skirt-Liner System. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, no. 6 (227), pp. 654–670. DOI: <https://doi.org/10.1177/1350650112466768>
- [9] *Engine Testing ATZ/MTZ-Fachbuch*. Wiesbaden, Springer Fachmedien, 2016, pp. 115–280.
- [10] Zhenpeng H. Piston Skirt Friction Loss and Dynamic Analyses Based on FEM Method. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2018, vol. 70, no. 4, pp. 656–672. DOI: <https://doi.org/10.1108/ILT-12-2016-0320>
- [11] Mansouri S.H., Wong V.W. Effects of Piston Design Parameters on Piston. *SAE international (SP-1894)*, Tampa, Florida, 2004, no. 2004-01-2911. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2911>
- [12] Рождественский Ю.В., Дойкин А.А., Мурзин В.С. Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2009, № 3 (19), с. 338–341.
- [13] Hoshikawa J., Kato K., Miyamoto K., Higashi H., Ito A. A Study of Friction Reduction by ‘Soft Skirt’ Piston. *SAE Technical Paper 2011-01-2120*, Warrendale, PA, 2011. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-2120>
- [14] Маслов А.П. *Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1999, 18 с.
- [15] Howell-Smith S.J. *Tribological Optimisation of the Internal Combustion Engine Piston to Bore Conjunction Through Surface Modification*. Doctoral thesis. UK Loughborough, 2011.

- [16] Littlefair B. A *Tribo-Dynamic Solution for the Flexible Piston Skirt and Liner Conjunction*. Doctoral thesis. UK Loughborough, 2013.
- [17] Смирнов С.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А. Математическое моделирование динамики движения юбки поршня в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. *Вестник Российского университета дружбы народов. Сер.: Инженерные исследования*, 2017, т. 18, № 3, с. 338–344. DOI: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344>
- [18] Лейбензон Л.С., ред. *Гидродинамическая теория смазки: Классики естествознания*. Москва-Ленинград, ГТТИ, 1934, 344 с.
- [19] Abbes M., Maspeyrot P., Benbrik M., Boukli Hacene F. Elastohydrodynamic Piston Skirt Lubrication: Effect on Tribological Performances. *Proceedings of the ASME/STLE 2012 International Joint Tribology Conference*, Denver, Colorado, USA, 7-10.10.2012, pp. 237–242. DOI: <https://doi.org/10.1115/IJTC2012-61129>
- [20] Воробьев А.А., Смирнов С.В. *Программа для составления матрицы податливости юбки поршня*. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021664565, № 2021663728, 2021.
- [21] Воробьев А.А., Смирнов С.В. *Стенд для измерения напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания*. Патент № 206077 Российская Федерация, 2021, бюл. № 23.
- [22] Смирнов С.В., Копылов В.В., Макаров А.Р., Воробьев А.А., Шкарин К.В. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния юбки поршня двигателя внутреннего сгорания на безмоторном стенде. *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования*, 2019, т. 20, № 4, с. 285–292. DOI: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-4-285-292>

References

- [1] Rozhdestvenskiy Yu.V., Gavrilov K.V. *Sovremennyye konstruksii porshney dlya teplovykh dvigateley* [Modern designs of pistons for heat engines]. Chelyabinsk, YuUrGU publ., 2009, 50 p. (In Russ.).
- [2] Putintsev S.V. *Mekhanicheskie poteri v porshnevnykh dvigatelyakh: spetsial'nye glavy konstruirovaniya, rascheta i ispytaniy* [Mechanical Losses in Reciprocating Engines: Special Design, Calculation and Testing Chapters]. Moscow, Bauman Press, 2011. (In Russ.). Available at: <http://wwwcdl.bmstu.ru/e2/putintsev1.pdf> (accessed 20.06.2018).
- [3] Zhu D., Cheng H.S., Arai T., Hamai K. A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication — Part I: Basic Modeling. *ASME. J. Tribol.*, Jun 1992, vol. 3, no. 114, pp. 553–562.
- [4] Rozhdestvenskiy Yu.V., Gusev A.I. Radial Profiling of the Guide Part of the Piston of an Internal Combustion Engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2006, no. 11 (66), pp. 78–84 (in Russ.).
- [5] Smirnov S.V. *Razrabotka konstruksii porshnya s termoreguliruyushchimi vstavkami i uluchshennymi gidrodinamicheskimi kharakteristikami dlya benzinovogo dvigatelya*. Kand. Diss. [Development of a Piston Design with Thermostatic Inserts and Improved Hydrodynamic Characteristics for a Gasoline Engine. Cand. Diss.]. Moscow, 1987. (In Russ.).
- [6] Yanjun L., Sha L., Peng W., Cheng L., Yongfang Z., Norbert M. The Analysis of Secondary Motion and Lubrication Performance of Piston considering the Piston Skirt Profile. *Shock and Vibration*, 2018, no. 2018, article ID 3240469, p. 27. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/3240469>
- [7] Moskalenko I.N., Dotsenko V.N., Belogub A.V., Doykin A.A. The Dynamic of Piston in Internal Combustion Engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2013, no. 2, pp. 28–36 (in Russ.).
- [8] Ning L., Meng X., Xie Y. Incorporation of Deformation in a Lubrication Analysis for Automotive Piston Skirt–Liner System. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, no. 6 (227), pp. 654–670. DOI: <https://doi.org/10.1177/1350650112466768>
- [9] *Engine Testing ATZ/MTZ-Fachbuch*. Wiesbaden, Springer Fachmedien, 2016, pp. 115–280.
- [10] Zhenpeng H. Piston Skirt Friction Loss and Dynamic Analyses Based on FEM Method. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2018, vol. 70, no. 4, pp. 656–672. DOI: <https://doi.org/10.1108/ILT-12-2016-0320>
- [11] Mansouri S.H., Wong V.W. Effects of Piston Design Parameters on Piston. *SAE international (SP-1894)*, Tampa, Florida, 2004, no. 2004-01-2911. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2911>
- [12] Rozhdestvenskiy Yu.V., Doykin A.A., Murzin V.S. Improvement of a Design Piston of Diesel Engine of Tractor. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2009, no. 3 (19), pp. 338–341 (in Russ.).

- [13] Hoshikawa J., Kato K., Miyamoto K., Higashi H., Ito A. A Study of Friction Reduction by 'Soft Skirt' Piston. *SAE Technical Paper 2011-01-2120*, Warrendale, PA, 2011. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-2120>
- [14] Maslov A.P. *Povyshenie tekhnicheskogo urovnya dizeley optimizatsiey geometricheskikh parametrov porshney*. Avtoref. Kand. Diss. [Raising the Technical Level of Diesel Engines by Optimizing the Geometric Parameters of the Pistons. Abs. Cand. Diss.]. Chelyabinsk, 1999, 18 p. (In Russ.).
- [15] Howell-Smith S.J. *Tribological Optimisation of the Internal Combustion Engine Piston to Bore Conjunction Through Surface Modification*. Doctoral thesis. UK Loughborough, 2011.
- [16] Littlefair B. *A Tribo-Dynamic Solution for the Flexible Piston Skirt and Liner Conjunction*. Doctoral thesis. UK Loughborough, 2013.
- [17] Smirnov S.V., Makarov A.R., Vorobyev A.A. Mathematical Modeling of Dynamics Movement of a Piston Skirt in the Cylinder of the Internal Combustion Engine. *RUDN Journal of Engineering Research*, 2017, vol. 18, no. 3, pp. 338–344 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2017-18-3-338-344>
- [18] *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: Klassiki estestvoznaniya* [Hydrodynamic Theory of Lubrication: Classics of Natural Science]. Ed. Leybenzon L.S. Moscow-Leningrad, GTTI publ., 1934, 344 p. (In Russ.).
- [19] Abbes M., Maspeyrot P., Benbrik M., Boukli Hacene F. Elastohydrodynamic Piston Skirt Lubrication: Effect on Tribological Performances. *Proceedings of the ASME/STLE 2012 International Joint Tribology Conference*, Denver, Colorado, USA, 7-10.10.2012, pp. 237–242. DOI: <https://doi.org/10.1115/IJTC2012-61129>
- [20] Vorobyev A.A., Smirnov S.V. *Programma dlya sostavleniya matritsy podatlivosti yubki porshnya* [Program for Compiling the Skirt Compliance Matrix]. Certificate of state registration of the computer program no. 2021664565, 2021. (In Russ.).
- [21] Vorobyev A.A., Smirnov S.V. *Stend dlya izmereniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya yubki porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Stand for Measuring the Stress-Strain State of the Piston Skirt of an Internal Combustion Engine]. Patent RF no. 206077, 2021. (In Russ.).
- [22] Smirnov S.V., Kopylov V.V., Makarov A.R., Vorobyev A.A., Shkarin K.V. An Experimental Study of the Stress-Strain State of the Engine Piston Skirt on the Engineless Stand. *RUDN Journal of Engineering Research*, 2019, vol. 20, no. 4, pp. 285–292 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2019-20-4-285-292>

Материалы получены редакцией 30.04.2022

Сведения об авторах

Смирнов Сергей Владимирович — кандидат технических наук, доцент Российского университета дружбы народов. E-mail: smirnov-sv@rudn.ru

Заев Иван Александрович — кандидат физико-математических наук ООО «Вычислительные технологии инжиниринга». E-mail: i_zaev@mail.ru

Воробьев Александр Алексеевич — ассистент Российского университета дружбы народов. E-mail: vorobyev-aa@rudn.ru

Information about the authors

Smirnov Sergey Vladimirovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of Peoples' Friendship University of Russia. E-mail: smirnov-sv@rudn.ru

Zaev Ivan Aleksandrovich — Ph. D. (Phys.-Math.), Computational Engineering Technologies LLC. E-mail: i_zaev@mail.ru

Vorobyev Alexander Alekseevich — Teaching Assistant of the Peoples' Friendship University of Russia. E-mail: vorobyev-aa@rudn.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Смирнов С.В., Заев И.А., Воробьев А.А. Профилирование юбки составного поршня ДВС. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 15–31. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.15-31>

Citation:

Smirnov S.V., Zaev I.A., Vorobyev A.A. Profile Design of a Two-piece Piston Skirt for Internal Combustion Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 15–31 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.15-31>

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.013

DOI: 10.18698/jec.2022.3.32-47

Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели

В.А. Зенкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Multi-Objective Optimization of Single-Cylinder Diesel Engine Gas Exchange via the Surrogate Neural Network Model

V.A. Zenkin

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Оптимизация параметров рабочего процесса является одним из актуальных направлений улучшения показателей поршневых двигателей, обеспечивающих рост технического уровня и конкурентоспособность. Для быстроходных двигателей протекание газообмена оказывает существенное влияние на эффективную мощность и расход топлива, так что его совершенствование может значимо улучшить показатели двигателя в целом. В работе выполнено численное моделирование газообмена двигателя ТМЗ-450Д с помощью программного комплекса на основе одномерного линеаризованного метода Годунова. Результаты моделирования обобщены путем создания промежуточной математической модели типа «многослойный перцептрон», описывающей коэффициент наполнения и работу насосных ходов двигателя. Выполнена многокритериальная оптимизация параметров газообмена двигателя (в том числе размеров патрубков и фаз газораспределительного механизма) с точки зрения увеличения коэффициента наполнения и снижения расхода топлива. Предложено три альтернативных конфигурации параметров, обеспечивающих (по оценке на основе одномерной модели) значимое улучшение показателей двигателя.

Ключевые слова: газообмен, дизель, поршневой двигатель, математическое моделирование, многокритериальная оптимизация, NSGA-II, перцептрон, искусственная нейронная сеть

Optimization of the working process parameters is one of the main methods for improving the performance of piston engines, ensuring the growth of the engineering level and competitiveness. For high-speed engines, the gas exchange has a serious impact on the effective power and fuel consumption. So, its improvement can significantly improve engine performance. In this work, numerical simulation of gas exchange of the TMZ-450D engine was performed using a software based on the one-dimensional linearized Godunov method. The simulation results are generalized by creating a surrogate model of the “multilayer Perceptron” type, which describes the volumetric efficiency and pump losses. A multi-objective optimization of the engine gas exchange parameters (including the dimensions of the pipes and valve timing angles) was performed for increasing the volumetric efficiency and reducing fuel consumption. Three alternative configurations of parameters are proposed that provide (according to an estimate based on a one-dimensional model) a significant improvement in engine performance.

Keywords: gas exchange, diesel, piston engine, mathematical modeling, multi-objective optimization, NSGA-II, perceptron, artificial neural network

Введение

Оптимизация параметров двигателей на этапе их проектирования и доводки в настоящее время является необходимым этапом обеспече-

ния их конкурентоспособности. Данная задача является весьма сложной в силу наличия большого числа факторов и большого числа целевых функций, часто конфликтующих друг с другом.

Существующие методы однокритериальной оптимизации позволяют успешно решать эту задачу для частных случаев, т. е. находить наилучшее сочетание факторов для конкретного двигателя в жестко заданных условиях, сформулированных в понятиях ограничений и весовых коэффициентов компонент обобщенного критерия оптимизации. Однако такой подход дает весьма мало информации в отношении имеющейся взаимосвязи критериев. По этой причине в настоящее время все более широкое распространение получают многокритериальные методы оптимизации, позволяющие найти сразу множество оптимальных (в смысле Парето) решений. Наличие такого множества упрощает для технического специалиста выбор рационального решения задачи и в большей степени характеризует изучаемую систему.

В силу существенной широты задачи методы многокритериальной оптимизации достаточно ресурсоемки в отношении числа вызовов целевой функции, что затрудняет их применение совместно с физическими или ресурсоемкими математическими моделями. Однако данная проблема может быть решена с помощью создания промежуточной модели типа «черный ящик». Данная методика предполагает разделение задачи на два этапа. На первом этапе идентифицируют промежуточную модель (называемую также суррогатной моделью или метамоделью) на основании экспериментальных данных, наблюдений или результатов численного моделирования. На втором этапе с помощью этой модели формулируют и решают задачу многокритериальной оптимизации. Благодаря высокой производительности промежуточной модели для этого можно применять эффективные популяционные методы, специально предназначенные для нахождения множества Парето.

Разбиение оптимизации на две независимые друг от друга подзадачи упрощает ее осуществление и тем самым позволяет формулировать весьма сложную общую задачу, приближая ее к практике. Например, для двигателя внутреннего сгорания становится возможным рассматривать его работу комплексно в диапазоне режимов, что важно с точки зрения удовлетворения экологическим нормам и оценки эксплуатационного расхода топлива.

Обзор литературы

В области двигателестроения применение искусственных нейронных сетей (ИНС) и других регрессионных моделей для описания рабочих процессов двигателей стало приобретать широкое применение с начала 1990-х годов. Их построению посвящены такие публикации, как [1, 2], в которых они рассматривались как кибернетические модели типа «черный ящик». Работа в данном направлении продолжается по сей день. Исследователи подбирают альтернативные регрессионные механизмы, изучают особенности их построения и оценивают их применимость к тем или иным прикладным задачам [3, 4].

Одним из распространенных способов применения ИНС является калибровка блоков управления на основе результатов многопараметрической оптимизации. При этом нейронные сети (или регрессионные модели других типов) обучаются по экспериментальным данным, полученным на стенде. Подробно данная концепция описана в статье [5]. Примеры подобных исследований многочисленны. Например, в работе [6] предложена оптимизация режимных параметров дизельного двигателя для сокращения его расхода топлива. Однокритериальная оптимизация проведена с помощью генетического алгоритма. В качестве промежуточной модели использовали многослойный перцептрон. В [7] рассмотрена многокритериальная оптимизация режимных параметров дизельного двигателя для сокращения эмиссии вредных веществ с помощью алгоритмов MOPSO и NSGA-II. В качестве промежуточной модели была выбрана нейронная сеть типа LOLIMOT.

По мере развития вычислительной техники и распространения CAE-технологий все чаще использовали автоматические алгоритмы оптимизации, и для расширения их возможностей начали применять промежуточные модели. Так, в работе [8] представлена многокритериальная оптимизация сгорания на основе алгоритма NSGA-II. Роль промежуточной модели играла нейронная сеть на основе радиально-базисных функций, обученная по результатам моделирования сгорания в программном комплексе (ПК) KIVA. В [9] описано проведение многокритериальной оптимизации длины индивидуального впускного патрубка и коэффициента избытка воздуха с помощью алгоритма NSGA-II. Крите-

риями оптимизации служили среднее эффективное давление и эмиссия СН. В качестве промежуточной модели использовали нейронную сеть на основе метода группового учета аргументов, обученную по результатам моделирования рабочего процесса в ПК GT-Power. В [10] рассмотрена параметрическая оптимизация формы галереи в поршне дизельного двигателя методом NSGA-II с применением промежуточной регрессионной модели, построенной на основе алгоритма Support Vector Machines. Обучение промежуточной модели осуществлялось на основе результатов пространственного моделирования в ANSYS-CFX.

В настоящий момент существуют специализированные программные инструменты, предназначенные для построения регрессионных моделей и последующей оптимизации. В качестве примера можно назвать ПК ASCMO [11], разработанный компанией ООО «Роберт Бош» под брендом ETAS. В процессе работы ПК ASCMO составляет кибернетическую модель по результатам измерений реального двигателя на моторном стенде, затем на основе данной модели программа подбирает требуемые калибровки входных параметров, которые обеспечивают выполнение заданных требований к выходным данным. В качестве регрессионной модели в ПК ASCMO можно применять различные механизмы на выбор пользователя. Основным назначением программы является оптимизация законов управления двигателем для обеспечения наилучших эксплуатационных характеристик в реальном ездовом цикле (например, расхода топлива) при соблюдении ограничений на выбросы вредных веществ, как это показано в работе [12].

В других областях техники описываемый подход используется не менее широко, например при проектировании тензометрического оборудования [13] или газотурбинных двигателей [14–16].

Оптимизация системы газообмена поршневого двигателя представляет собой актуальную задачу, позволяющую улучшить его эксплуатационные характеристики. В настоящее время для этого можно применять современные компьютерные технологии, в том числе CFD-моделирование, многокритериальную оптимизацию и промежуточные математические модели, что было продемонстрировано в работах [9, 17, 18].

Таким образом, применение многокритериальной оптимизации в сочетании с промежуточными математическими моделями является актуальной прикладной технологией, позволяющей повышать показатели двигателей при их проектировании и доводке.

Методы и материалы

Искусственная нейронная сеть типа «многослойный перцептрон»

Искусственные нейронные сети представляют собой один из распространенных инструментов для построения регрессионных моделей, которые находят свое применение в областях, где требуется обеспечить быстрое действие используемых алгоритмов по причине высокой ресурсоемкости решаемых задач или необходимости их работы в режиме реального времени.

Основным элементом нейронной сети является искусственный нейрон (рис. 1). Он выполняет операцию взвешенного суммирования входных сигналов с последующим их нелинейным преобразованием:

$$y = F \left(b + \sum_{i=1}^n w_i x_i \right),$$

где y — выходной сигнал искусственного нейрона; F — функция активации; b — биас (смещение); w_i — весовые коэффициенты; x_i — i -й элемент вектора входного сигнала $X = (x_1, \dots, x_n)$.

Многослойный перцептрон (multilayer perceptron) является одной из классических форм построения ИНС и представляет собой многослойную нейронную сеть с прямым распространением сигналов (рис. 2). Многослойный перцептрон способен осуществить любое отображение входных векторов в выходные [19].

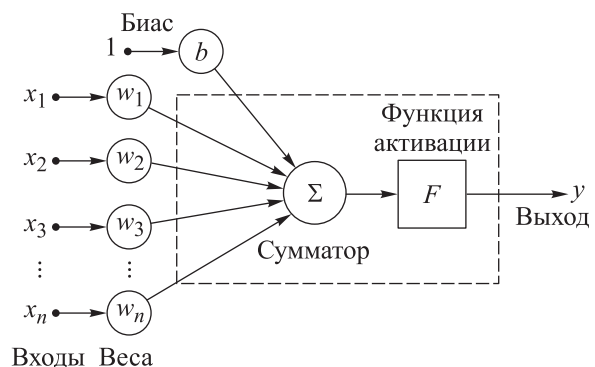


Рис. 1. Искусственный нейрон

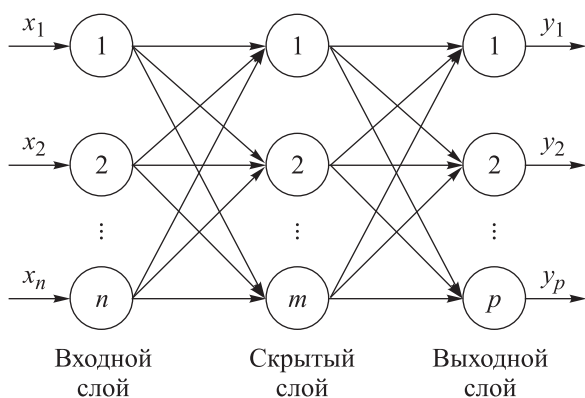


Рис. 2. Многослойный перцептрон с одним скрытым слоем

Архитектура многослойного перцептрона состоит из нескольких слоев искусственных нейронов. Входной слой выполняет распределительные функции. Выходной слой служит для обработки информации, полученной от предыдущих слоев, и выдачи результатов работы ИНС. Слои нейронных элементов, расположенные между входным и выходным, называются промежуточными или скрытыми. Скрытые слои являются обрабатывающими. Выход каждого нейронного элемента предыдущего слоя нейронной сети соединен со всеми входами нейронных элементов следующего слоя. Таким образом, топология многослойной нейронной сети однородна и регулярна.

Число слоев характеризует способность многослойной нейронной сети к разбиению входного пространства образов на подпространства меньшей размерности. Перцептрон с одним скрытым слоем является универсальным аппроксиматором, т. е. он способен с любой степенью точности аппроксимировать любую непрерывную функцию, если в качестве функции активации нейронов скрытого слоя используется непрерывная и монотонно возрастающая ограниченная функция [19].

Обучение ИНС (для случая обучения «с учителем») сводится к процедуре оптимизации значений весовых коэффициентов w_i и биасов b всех нейронов, обеспечивающей минимизацию ошибки нейронной сети для совокупности данных, называемых обучающей выборкой.

Точность аппроксимации зависит от количества нейронов в скрытом слое. Чем больше число нейронов, тем выше точность, но при слишком большой размерности скрытого слоя

может возникнуть явление, которое называется переобучением сети (подобное происходит в случае, когда сеть имеет плохую обобщающую способность). Для предотвращения этого явления работу сети контролируют по отдельной тестовой выборке, точки которой не участвуют в процедуре обучения. Подбор рационального числа нейронов в скрытых слоях является одной из типичных процедур выбора архитектуры ИНС.

Метод генетической оптимизации NSGA-II

Алгоритм NSGA-II [20] — это один из распространенных генетических алгоритмов. Генетические алгоритмы представляют собой адаптивные методы поиска, которые можно применять в том числе для решения задачи оптимизации, как однокритериальной, так и многокритериальной. Они являются популяционными методами, т. е. одновременно рассматриваются значения целевой функции в совокупности точек факторного пространства, которую называют популяцией. Алгоритм поиска сводится к пошаговой эволюции популяции от одного поколения к другому. Упрощенно NSGA-II можно описать в виде последовательности операций:

- 1) создание исходной популяции P_0 путем случайной генерации особей;
- 2) вычисление целевых функций для каждой особи;
- 3) недоминируемая сортировка популяции, при которой каждой из особей выставляется ранг по Парето;
- 4) генерация популяции потомков Q_i с помощью процедур мутации и скрещивания к популяции P_i . Размер популяции Q_i совпадает с размером P_i ;
- 5) объединение популяций потомков Q_i и родителей P_i ;
- 6) недоминируемая сортировка объединенной популяции; определение «разреженности» для каждой особи;
- 7) формирование популяции P_{i+1} следующего поколения, куда входят особи с более высоким рангом (основной критерий) и большей разреженностью (дополнительный критерий). Размер популяции P_{i+1} совпадает с размером популяции P_i ;
- 8) повторение операций 4–7 до тех пор, пока не будет сформировано множество Парето.

Одномерная модель газообмена поршневого двигателя

Математическая модель течения в газозвдушном тракте двигателя была реализована в рамках ПК OneDimFlow (ODF), разрабатываемого на кафедре «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для решения задачи о течении сжимаемой жидкости в данном ПК используется линеаризованный метод распада произвольного разрыва [21, 22]. Газозвдушный тракт рассматривается в линейной (одномерной) постановке; такой подход в настоящее время типичен для расчета многоцилиндровых поршневых двигателей и используется, в том числе, в программных комплексах, являющихся промышленным стандартом для моделирования рабочего процесса в комбинированных двигателях (AVL Boost, GT-Power). Учет потерь на трение в каналах осуществляется на основании гидродинамического подхода (Дарси — Веерсбах). Теплообмен между газом и стенками учитывается на основании закона Ньютона (коэффициент теплоотдачи определяется феноменологически с учетом числа Рейнольдса).

Для обеспечения возможности расчета рабочего процесса двигателя газодинамический модуль включает в себя модели расчета течения через клапан и разветвление трубопроводов, а также упрощенную нульмерную модель внутрицилиндровых процессов [23].

Для апробации методики в данной работе рассмотрен одноцилиндровый быстроходный дизель воздушного охлаждения ТМЗ-450Д производства ОАО «АК Туламашзавод». Основные параметры двигателя приведены ниже.

Основные параметры двигателя ТМЗ-450Д [24]

Диаметр цилиндра, м	0,085
Ход поршня, м	0,08
Степень сжатия	19
Диаметр впускного клапана, м	0,037
Диаметр выпускного клапана, м	0,033
Угол фаски клапанов, град	45
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	3600
Номинальная мощность, кВт	8

Дизели ТМЗ-450Д предназначены для привода коммунальной и дорожно-строительной техники, компрессоров, насосных агрегатов и автономных электроагрегатов. Возможно их применение в качестве стационарных двигателей малотоннажных судов. В двигателе не используется наддув, а потому перспективы его форсирования и улучшения расхода топлива сильно зависят от совершенства рабочего процесса в цилиндре, в том числе газообмена.

Для решения задач данной работы газозвдушный тракт двигателя был представлен в виде двух протяженных участков каналов постоянного диаметра (впускной и выпускной патрубки), между которыми располагался цилиндр с клапанами. Закон подъема клапана задавали по точкам на основе данных, представленных в [24].

По результатам моделирования двигателя в штатной конфигурации было выполнено сравнение с экспериментальными данными, опубликованными в монографии [24]. Сравнение оценок величины коэффициента наполнения представлены в табл. 1.

Некоторые дополнительные результаты по валидации используемого ПК на других двигателях опубликованы ранее в работах [23, 25].

В целом автор полагает, что применяемая математическая модель способна с достаточной для практических задач точностью описывать газообмен поршневых двигателей.

Построение промежуточной математической модели на основе искусственной нейронной сети

Первым этапом работы было формирование выборки для обучения и контроля промежуточных математических моделей. Для определения показателей газообмена двигателя использовали одномерную газодинамическую модель двигателя ТМЗ-450Д, реализованную в ПК OneDimFlow.

Результатом моделирования была оценка коэффициента наполнения двигателя (меняющаяся от цикла к циклу для нестационарного процесса) и работа насосных ходов. Результа-

Таблица 1. Сравнение показателей газообмена двигателя с экспериментальными данными

Параметр	Расчет (OneDimFlow), %	Эксперимент (оценка по данным [24]), %
Коэффициент наполнения ($n = 3600$ мин ⁻¹)	78,3	78
Коэффициент наполнения ($n = 2500$ мин ⁻¹)	83,7	80

рующие показатели определяли на четвертый цикл работы двигателя. Выход на периодический процесс контролировали по значению полной массы газа в цилиндре.

Параметры воздуха на входе во впускной патрубков задавали как $p^* = 0,98 \cdot 10^5$ Па, $T^* = 293$ К, что соответствует наличию перед патрубком фильтра достаточно большого объема. Давление воздуха на выходе $p = 1,04 \cdot 10^5$ Па, что соответствует наличию глушителя достаточно большого объема.

Для оптимизации по всем четырем углам газораспределительного механизма необходимо учитывать индикаторную работу цикла на участках свободного выпуска и дозарядки. Чтобы охарактеризовать затраты на наполнение двигателя, вместо работы насосных ходов рассматривали работу газа в цилиндре за его поворот на 540° : начиная от 90° до начала такта выпуска, заканчивая 90° после такта впуска (ниже данная величина для краткости называется работой газообмена). Для большей наглядности эта работа пересчитана в значение показателя экономичности по формуле

$$g = 275 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)} \cdot \frac{265 \text{ Дж}}{250 \text{ Дж} + L_g},$$

где 265 Дж — оценка эффективной работы в цилиндре; 275 г/(кВт · ч) — оценка удельного эффективного расхода топлива; L_g — работа газообмена, Дж.

Отметим, что приведенная формула не претендует на моделирование удельного эффективного расхода топлива двигателя (даже приблизительно), но только преобразует исходное значение к масштабу и единицам измерения, позволяющим нагляднее оценить ее степень влияния на экономические характеристики двигателя.

С учетом ограничений используемой феноменологической модели, физики процесса и особенностей рассматриваемого двигателя для варьирования были выбраны факторы, перечисленные в табл. 2. Помимо частоты вращения коленчатого вала, характеризующей режим работы двигателя, в нее вошли все основные параметры, определяющие газообмен одноцилиндрового поршневого двигателя: фазы газораспределительного механизма, размеры патрубков и максимальные эффективные проходные сечения клапанов (рис. 3). Диапазоны изменения каждого фактора задавали на основании экспертной оценки с точки зрения их практической достижимости и характерных значений этих величин.

Таблица 2. Перечень факторов для построения промежуточной модели

Фактор	Обозначение	Штатное значение	Минимальное значение	Максимальное значение
Частота вращения, мин ⁻¹	n	1000–3600	2400	3600
Длина впускного патрубка, м	L_{in}	0,26	0,07	0,30
Диаметр впускного патрубка, м	d_{in}	0,031	0,024	0,048
Длина выпускного патрубка, м	L_{out}	0,30	0,07	0,30
Диаметр выпускного патрубка, м	d_{out}	0,027	0,020	0,048
Угол опережения открытия выпускного клапана, град до нижней мертвой точки (НМТ)	EVO	85	35	90
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана, град после верхней мертвой точки (ВМТ)	EVC	20	5	50
Угол опережения открытия впускного клапана, град до ВМТ	IVO	25	5	50
Угол запаздывания закрытия впускного клапана, град за НМТ	IVC	65	10	80
Максимальное эффективное проходное сечение впускного клапана, м ²	μF_{in}	0,0002634	0,0002	0,0004
Максимальное эффективное проходное сечение выпускного клапана, м ²	μF_{out}	0,0002328	0,0002	0,0004

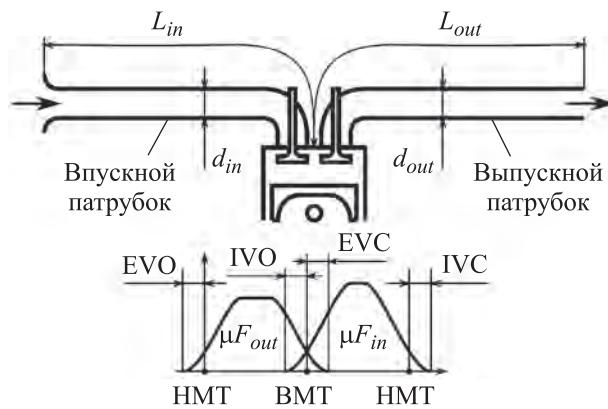


Рис. 3. Расчетная схема для моделирования наполнения двигателя

Для создания обучающей выборки было проведено 500 расчетов газообмена двигателя в ПК OneDimFlow. При этом указанные 11 факторов варьировались в указанных пределах в порядке, определяемом последовательностью Соболя [26], за исключением частоты вращения коленчатого вала, значения которой были заданы на фиксированных уровнях 3600, 3200, 2800 и 2400 мин⁻¹.

Коэффициенты парной корреляции между значениями независимых факторов (проверка осуществлялась в соответствии с рекомендациями [27]) не превысили 0,023.

В качестве промежуточной регрессионной модели использовали классическую нейронную сеть типа «перцептрон», реализованную на языке программирования R [28] в библиотеке neuralnet [29]. Обучали два независимых перцептрона с 11 входами и 1 выходом: для коэффициента наполнения и для работы газообмена. В качестве функции активации использовали логистическую функцию

$$F(u) = \frac{1}{1 + e^{-u}}.$$

Исходная выборка из 500 точек была нормирована к диапазону от 0 до 1 (диапазоны нормирования приведены в табл. 2) и разбита на части:

- 31 точка была отброшена в силу отсутствия периодической сходимости;
- 24 точки выделены в тестовую выборку;
- 8 точек выделены в контрольную выборку.

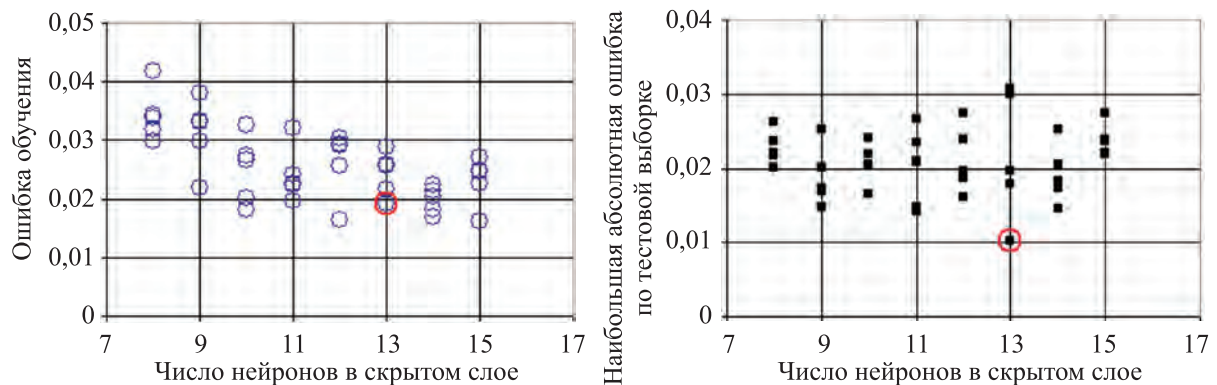


Рис. 4. Результаты обучения ИНС для аппроксимации коэффициента наполнения

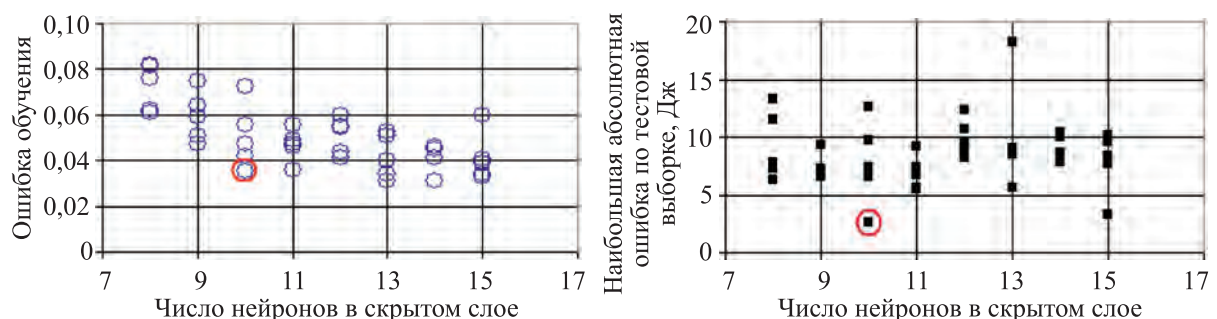


Рис. 5. Результаты обучения ИНС для аппроксимации работы газообмена

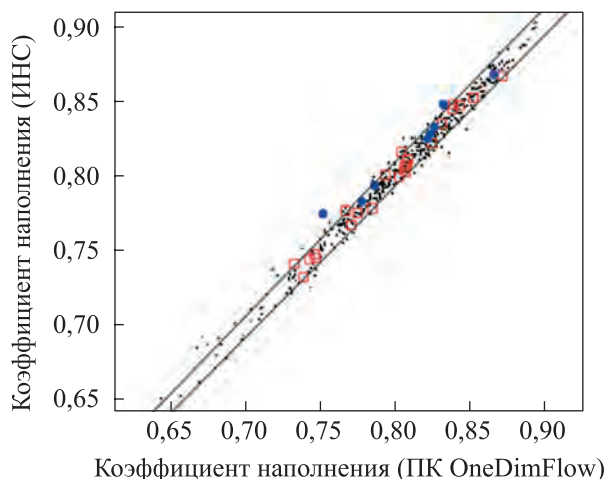


Рис. 6. Результат обучения ИНС для коэффициента наполнения по обучающей (·), тестовой (□) и контрольной (●) выборкам

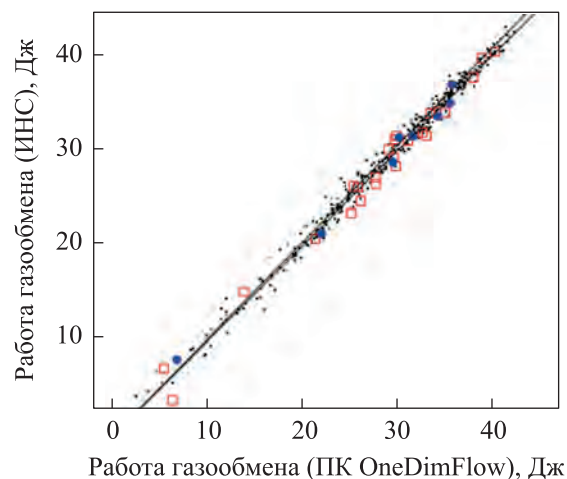


Рис. 7. Результат обучения ИНС для работы газообмена по обучающей (·), тестовой (□) и контрольной (●) выборкам

Таким образом, обучающая выборка состояла из 437 точек.

На результаты обучения нейронной сети значительно влияют число нейронов и исходные значения весов. Для повышения качества регрессии были рассмотрены нейронные сети от 8 до 15 нейронов в скрытом слое для пяти различных исходных значений весов каждый.

Результаты обучения для коэффициента наполнения и работы газообмена приведены на рис. 4, 5 соответственно. Выбранные на основании данных графиков конфигурации ИНС отмечены красным кружком.

Таким образом, для регрессии коэффициента наполнения была использована сеть с 13 нейронами в скрытом слое, а для работы газообмена — с 10. Продолжительность обучения одного перцептрона составляла около 30 с. Итоговая согласованность между откликом искусственной нейронной сети и результатами расчета в OneDimFlow показаны на рис. 6, 7, где точками обозначены позиции обучающей выборки, квадратами — тестовой и окружностями — контрольной. Тонкие сплошные линии отмечают отклонение в 1 %. На рисунках видно, что обученные нейронные сети достаточно хорошо отражают поведение рассматриваемых величин в заданной области факторного пространства.

Постановка задачи оптимизации

Основным преимуществом использования при оптимизации промежуточной регрессионной

модели является возможность сформулировать задачу оптимизации значительно более сложным образом, произвольно комбинируя между собой факторы и отклики созданных кибернетических моделей. Кроме того, небольшая продолжительность проведения оптимизационной процедуры позволяет удобно выполнять ее отладку, подбирая при необходимости метод оптимизации, его параметры (например, количество поколений и размер популяции для генетических алгоритмов) или ограничения.

Поскольку для рассматриваемого двигателя все параметры газообмена являются нерегулируемыми (а использование системы управления фазами или коллекторов переменной длины для двигателя ТМЗ-450Д вряд ли можно считать целесообразным), перечень факторов для оптимизации будет совпадать (за вычетом частоты вращения коленчатого вала) с примененным при построении промежуточной модели. Однако формулировка целевых функций может быть усложнена.

Для двигателя общего назначения, устанавливаемого одновременно на дизель-генераторы и мотоблоки, с позиции газообмена можно выделить следующие целевые функции:

- коэффициент наполнения на номинальном режиме ($n = 3600 \text{ мин}^{-1}$);
- коэффициент наполнения на режиме максимального крутящего момента ($n = 2500 \text{ мин}^{-1}$);
- показатель экономичности при номинальной частоте вращения ($n = 3600 \text{ мин}^{-1}$);

– средний арифметический показатель экономичности по 10 точкам в диапазоне $2500 \dots 3600 \text{ мин}^{-1}$ (по аналогии со способом определения эксплуатационного расхода для промышленных тракторов по ГОСТ 18509–88).

В качестве предварительного этапа была выполнена многопараметрическая многокритериальная оптимизация по всем четырем указанным выше целевым функциям без дополнительных ограничений. Оптимизация осуществлялась в среде R с помощью генетического метода NGSA-II, реализованного в библиотеке mco [30].

Было выявлено, что целевые функции на заполнения конфликтуют друг с другом незначительно, так же как и целевые функции экономичности между собой. На этом основании четырехкритериальная оптимизация была сведена к двухкритериальной, где в качестве первой целевой функции рассматривали среднее арифметическое между коэффициентами на заполнения на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента, а в качестве второй — средний арифметический показатель экономичности по 10 точкам внешней скоростной характеристики.

Многокритериальная оптимизация газообмена двигателя ТМЗ-450Д

Многокритериальную оптимизацию газообмена проводили по двум указанным выше целевым функциям. В роли независимых параметров выступали углы газораспределительного механизма, размеры патрубков и эффективные проходные сечения клапанов. Допустимые диапазоны их изменения указаны в табл. 2.

Формирование фронта Парето для такой постановки задачи показано на рис. 8 (светло-серыми линиями показаны парето-оптимальные решения более старых поколений, т. е. ранних итераций). На рис. 9 представлены графики изменения 10 факторов по фронту Парето (в нормированном виде); по оси абсцисс на них отложено достигаемое значение коэффициента на заполнения, обозначения осей соответствуют табл. 2.

Учитывая характер поведения фронта, рациональным можно считать точку, соответствующую коэффициенту на заполнения порядка 0,93. Соответствующие ей значения факторов в сравнении со штатными параметрами приведены в табл. 3 (столбец «Оптимум 1»).

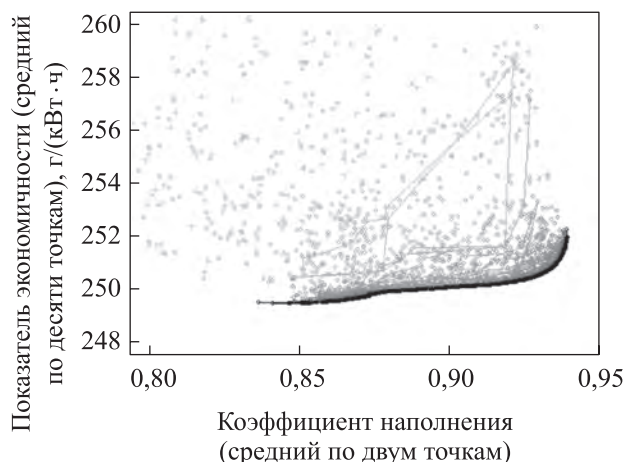


Рис. 8. Формирование фронта Парето для двухкритериальной оптимизации

Очевидно, что столь значительное улучшение показателей двигателя связано в первую очередь с радикально увеличенным проходным сечением клапанов. Отметив полученный результат как гипотетически достижимый при изменении конструкции крышки цилиндра, проведем повторную оптимизацию, ограничив проходные сечения клапанов их штатными значениями.

Результаты двухкритериальной оптимизации для данного случая представлены на рис. 10, 11 (обозначения на рис. 11 соответствуют табл. 2). Видно, что исключение проходного сечения клапанов из оптимизируемых факторов значительно ослабляет потенциал оптимизации рабочего процесса. Кроме того, перегиб фронта Парето, наблюдаемый также и на рис. 8 при коэффициенте на заполнения около 0,88, становится существенно более заметным.

На первом участке, характеризующимся меньшими значениями как показателя экономичности, так и коэффициента на заполнения, оптимальными являются предельно малая длина впускного патрубка и его предельно большой диаметр, что, по-видимому, призвано ослабить колебательные процессы во впускной системе. По достижении определенного значения коэффициента на заполнения (порядка 0,84) становится целесообразным использование динамических эффектов на впуске для увеличения на заполнения. С этой точки начинается второй участок, характеризующийся малыми значениями диаметра впускного патрубка и большими значениями длин. Отметим, что речь не идет об организации динамического наддува, поскольку

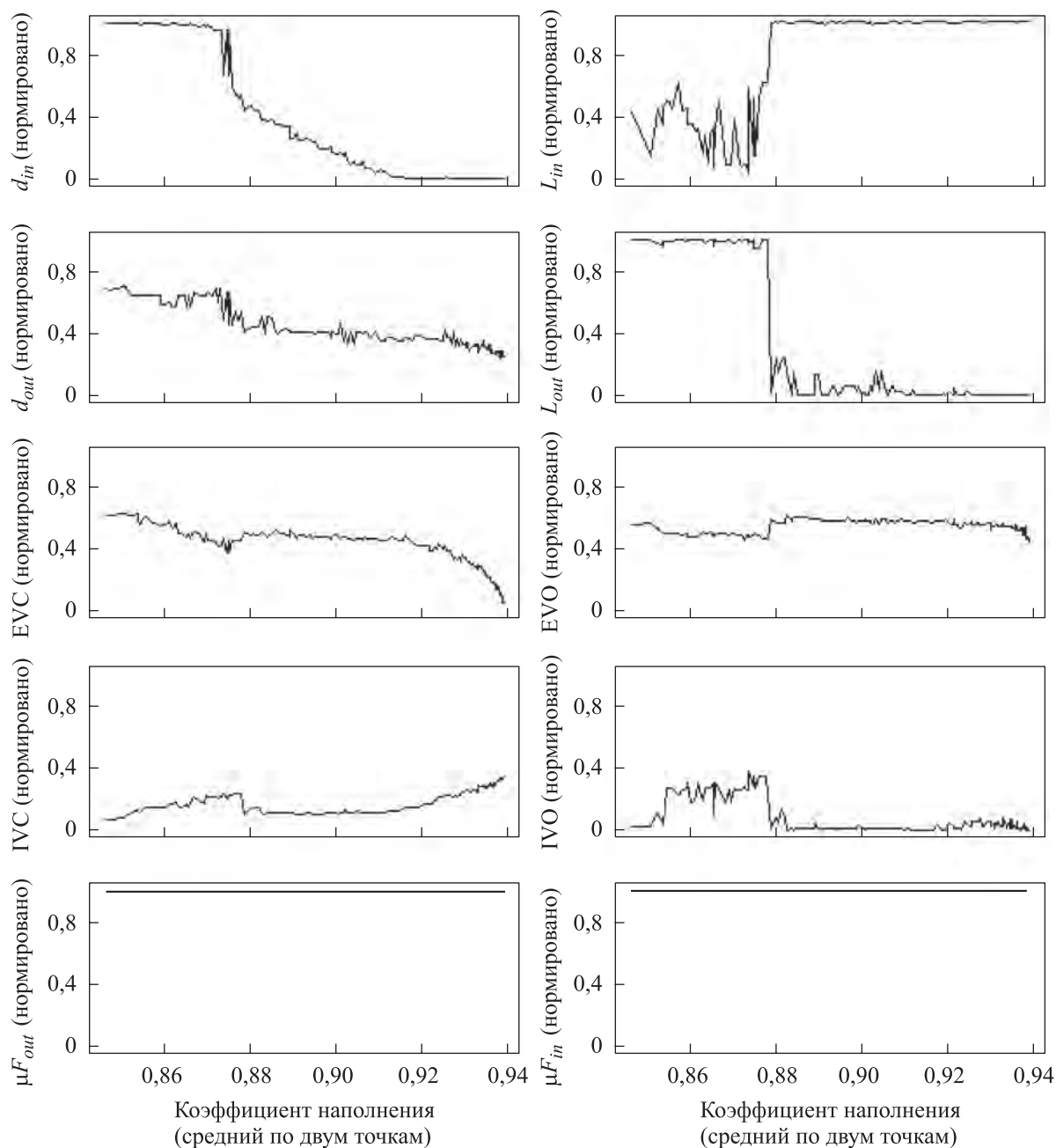


Рис. 9. Нормированные значения факторов по фронту Парето (см. рис. 8)

ку длины патрубка 0,3 м недостаточно для его возникновения на данных частотах вращения, а большие значения не рассматривали в связи со сложностью компоновки.

На первом участке фронта Парето оптимальная длина выпускного патрубка соответствует ее максимальным значениям; при переходе ко второму участку более выгодным оказывается, напротив, предельно короткий выпускной патрубок. Диаметр выпускного патрубка, в обоих случаях рекомендуется уменьшать.

Оптимальные углы газораспределительного механизма не слишком сильно изменяются вдоль фронта Парето, за исключением угла опережения открытия впускного клапана (IVO), который плавно уменьшается по мере роста коэффициента наполнения, что, по-видимому, является еще одним фактором, обеспечивающим компромисс между наполнением и работой насосных ходов. Следует отметить, что и характер изменения, и абсолютные значения углов газораспределительного механизма вдоль фрон-

Таблица 3. Результат оптимизации

Параметр	Штатное значение	Оптимум 1	Оптимум 2	Оптимум 3
Длина впускного патрубка, м	0,26	0,30	0,27	0,30
Диаметр впускного патрубка, м	0,031	0,024	0,048	0,024
Длина выпускного патрубка, м	0,30	0,07	0,30	0,07
Диаметр выпускного патрубка, м	0,027	0,0286	0,020	0,020
Угол опережения открытия выпускного клапана, град до НМТ	85	65	71	88
Угол запаздывания закрытия выпускного клапана, град за ВМТ	20	21	40	35
Угол опережения открытия впускного клапана, град до ВМТ	25	6	36	9
Угол запаздывания закрытия впускного клапана, град за НМТ	65	28	50	44
Максимальное эффективное проходное сечение впускного клапана, м ²	0,0002634	0,0004	0,0002634	0,0002634
Максимальное эффективное проходное сечение выпускного клапана, м ²	0,0002328	0,0004	0,0002328	0,0002328
Коэффициент наполнения при $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ (Нейросеть/ODF)	0,768 / 0,783	0,933 / 0,893	0,831 / 0,824	0,852 / 0,807
Работа газообмена при $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ (Нейросеть/ODF), Дж	14,77 / 13,66	37,14 / 31,40	21,99 / 21,05	17,57 / 14,70
Показатель экономичности при $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$ (ODF), г/(кВт · ч)	276,4	259,0	268,9	275,3
Коэффициент наполнения при $n = 2500 \text{ об/мин}$ (Нейросеть/ODF)	0,823 / 0,837	0,929 / 0,920	0,853 / 0,848	0,888 / 0,866
Работа газообмена при $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ (Нейросеть/ODF), Дж	30,14 / 32,02	43,76 / 43,06	36,40 / 35,83	33,50 / 31,73
Показатель экономичности при $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ (ODF), г/(кВт · ч)	258,4	248,7	255,0	258,7

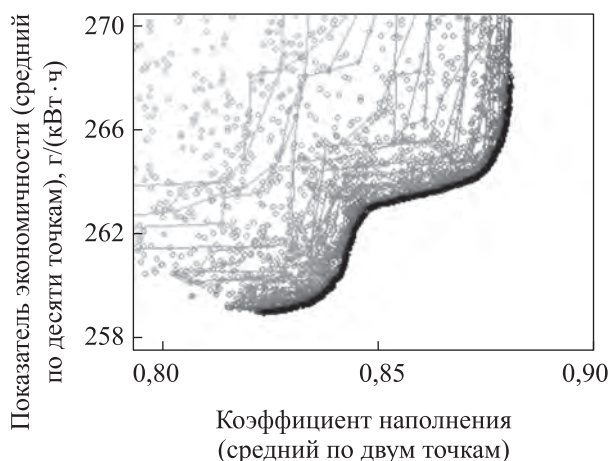


Рис. 10. Формирование фронта Парето для двухцелевой оптимизации с ограничением на предельные значения проходных сечений клапанов

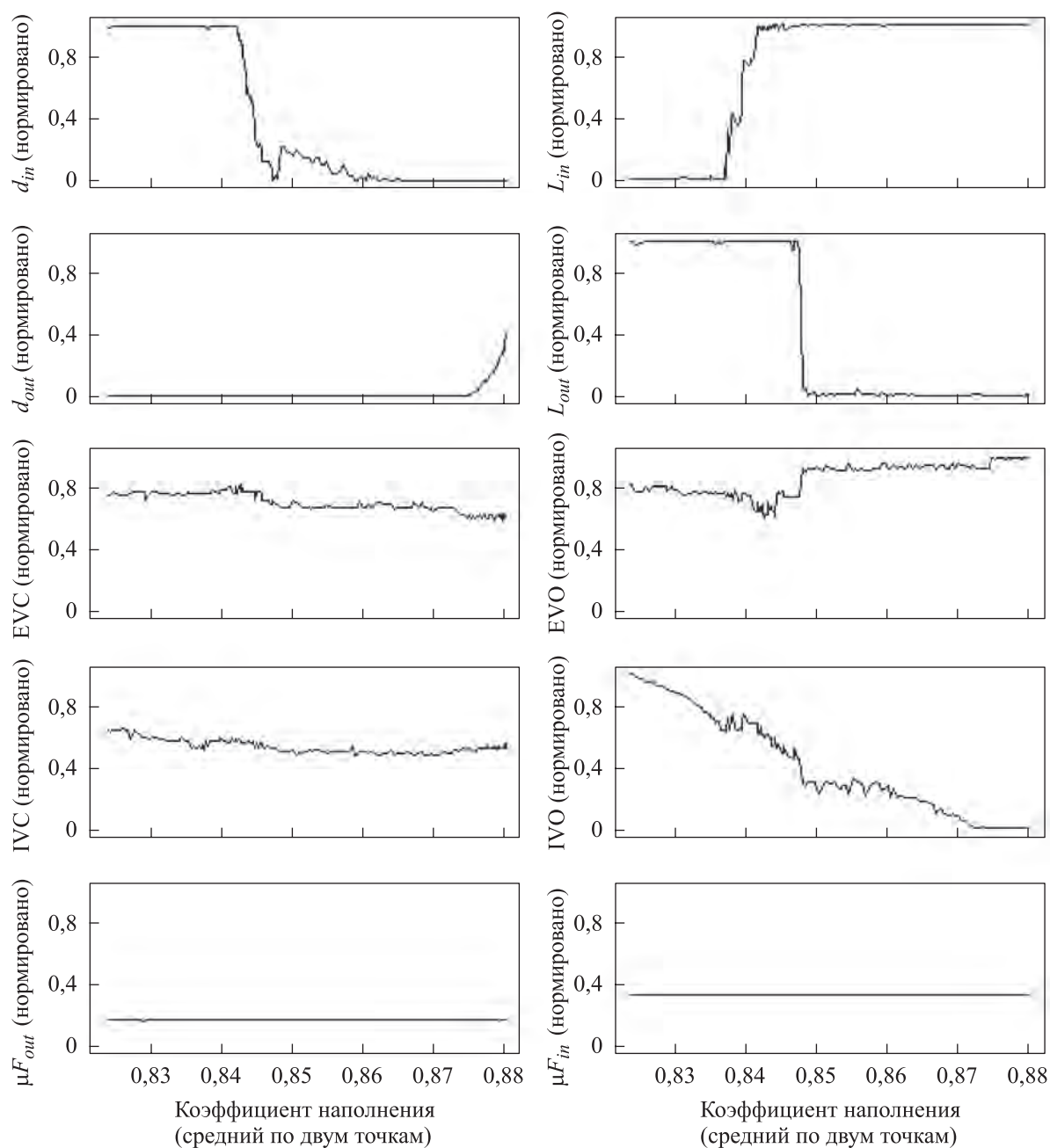


Рис. 11. Нормированные значения факторов по фронту Парето при ограничении на предельные значения проходных сечений клапанов (см. рис. 10)

та Парето заметно различаются для штатных (см. рис. 11) и для увеличенных (см. рис. 9) эффективных проходных сечений, что показывает необходимость корректировки фаз при изменении конструкции каналов крышки цилиндров или клапанов.

С учетом формы фронта Парето целесообразно рассмотреть две оптимальные точки: в области коэффициента наполнения 0,84

и в области 0,87. Данные две точки обозначены как «Оптимум 2» и «Оптимум 3» в табл. 3.

Результаты оптимизации (построенные по значениям, полученным в газодинамической модели) показаны на рис. 12. Как можно заметить, несмотря на некоторые расхождения между регрессионной и газодинамической моделями, оптимизация позволила улучшить оба показателя на обоих режимах работы двигателя.

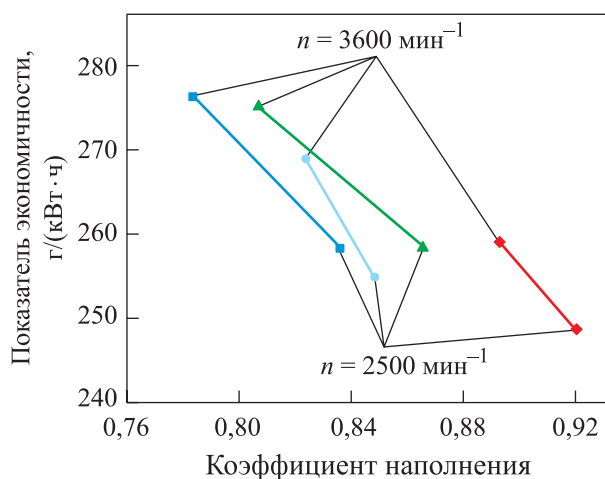


Рис. 12. Результат оптимизации:

— штатный; — оптимум 1; — оптимум 2;
— оптимум 3

Заключение

В результате многокритериальной оптимизации газообмена двигателя ТМЗ-450Д предложены изменения его параметров, направленные на снижение расхода топлива и увеличение коэффициента наполнения. При неизменном эффективном проходном сечении клапанов в зависимости от выбранной конфигурации параметров может быть обеспечено (по расчетной оценке) увеличение коэффициента наполнения на 2...3 % либо снижение расхода топлива на 3...6 г/(кВт·ч) на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. В сочетании с увеличением эффективного проходного сечения клапанов (до 4 см²) эффект от оптимизации оценивается как рост коэффициента наполнения на 10 % с одновременным снижением расхода топлива более чем на 10 г/(кВт·ч).

Продемонстрирован конфликт целевых функций, связанных с коэффициентом наполнения и с работой насосных ходов. Для рассматриваемого двигателя ТМЗ-450Д выявлена

сложная форма фронта Парето, состоящая из двух участков. Показано, что для увеличения коэффициента наполнения свыше 85 % необходимо уменьшить диаметр впускного патрубка, длину выпускного патрубка, а также угол опережения открытия впускного клапана.

Показано, что ИНС типа «многослойный перцептрон» с одним скрытым слоем из 10–15 нейронов с достаточной для практических задач точностью способна аппроксимировать интегральные показатели газообмена поршневого двигателя в диапазоне изменения параметров, не включающих эффекты динамического наддува.

Апробация методики многокритериальной оптимизации с помощью промежуточной модели позволило выявить следующие достоинства и недостатки методики:

- возможность формулирования сложных целевых функций, учитывающих показатели двигателя сразу на большом числе режимов его работы;
- возможность применения многокритериальной оптимизации с получением в итоге множества парето-оптимальных решений;
- удобная отладка и настройка процедуры оптимизации;
- суммарно две части работы (по построению регрессионной модели и последующей оптимизации) более трудозатратны по сравнению с прямой процедурой оптимизации, но разделение проблемы на части при этом обеспечивает возможность независимого их выполнения и отладки, что в определенных случаях может привести к сокращению и времени выполнения, и трудозатрат;
- недостатком подхода является зависимость получаемого решения от точности промежуточной модели и необходимость повторного уточнения результатов по исходной модели для получения окончательных значений.

Литература

- [1] Arsie I., Marotta F., Pianese C. et al. Information Based Selection of Neural Networks Training Data for S.I. Engine Mapping. *SAE International*, 2001, vol. 110, pp. 549–560. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0561>
- [2] Aye M., Lichtenthäler D., Winsel T. et al. SI Engine Modeling Using Neural Networks. *SAE International*, 1998, no. 980790. DOI: <https://doi.org/10.4271/980790>
- [3] Garg A.B., Diwan P., Saxena M. Artificial Neural Networks for Internal Combustion Engine Performance and Emission Analysis. *International Journal of Computer Applications*, 2014, no. 6 (87), с. 23–27. DOI: <https://doi.org/10.5120/15212-3705>

- [4] Bertram A.M., Kong S.-C. Augmentation of an Artificial Neural Network (ANN) Model with Expert Knowledge of Critical Combustion Features for Optimizing a Compression Ignition Engine Using Multiple Injections. *SAE International*, 2017, no. 2017-01-0701. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0701>
- [5] Schüler M., Hafner M., Isermann R. Use of Fast Neural Networks for Model-Based Optimization of Combustion Engines. *MTZ – Motortechnical magazine*, 2000, no. 10 (61), pp. 704–711.
- [6] Alonso J.M., Alvarruiz F., Desantes J. et al. Combining Neural Networks and Genetic Algorithms to Predict and Reduce Diesel Engine Emissions. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 2007, no. 1 (11), pp. 46–55. DOI: <https://doi.org/10.1109/TEVC.2006.876364>
- [7] Martínez-Morales J.D., Palacios-Hernández E.R., Velázquez-Carrillo G.A. Modeling and Multi-Objective Optimization of a Gasoline Engine Using Neural Networks and Evolutionary Algorithms. *Journal of Zhejiang University SCIENCE A*, 2013, no. 9 (14), pp. 657–670. DOI: <https://doi.org/10.1631/JZUS.A1300010>
- [8] Costa M., Bianchi G., Forte C. et al. A Numerical Methodology for the Multi-objective Optimization of the DI Diesel Engine Combustion. *Energy Procedia*, 2014, vol. 45, pp. 711–720. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2014.01.076>
- [9] Turkson R., Yan F., Ali M. et al. Modeling and Multi-Objective Optimization of Engine Performance and Hydrocarbon Emissions via the Use of a Computer Aided Engineering Code and the NSGA-II Genetic Algorithm. *Sustainability*, 2016, no. 1 (8), p. 72. DOI: <https://doi.org/10.3390/SU8010072>
- [10] Deng X., Chen H., Xi Q. et al. Flexible Section-Profile Design of a Cooling Gallery inside a Diesel Engine Piston. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 176, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115372>
- [11] *Etas Ascmo-Static V5.8. User Guide*, ETAS GmbH, 2021.
- [12] Волков Н.А., Зенкин В.А., Стеценко Т.А. Оптимизация ДВС с помощью ПК ASCMO. *Молодой ученый*, 2016, № 11 (115), с. 300–306.
- [13] Гавриленков С.И., Гаврюшин С.С., Годзиковский В.А. Система многокритериального проектирования тензорезисторных весоизмерительных датчиков с осесимметричными упругими элементами. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, № 1, с. 1–14. URL: <http://engjournal.ru/catalog/mech/mdsb/1578.html>. DOI: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-1-1578>
- [14] Зеленков Ю.А. Метод многокритериальной оптимизации на основе приближенных моделей исследуемого объекта. *Вычислительные методы и программирование*, 2010, № 3 (11), с. 250–260.
- [15] Зеленков Ю.А. Оптимизация рабочего диска турбины высокого давления газотурбинного двигателя. *Вестник ННГУ*, 2011, № 2 (3), с. 36–41.
- [16] Patnaik S.N., Guptill J.D., Hopkins D. et al. Cascade Optimization for Aircraft Engines with Regression and Neural-Network Analysis Approximators. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, no. 1 (17), pp. 85–92. DOI: <https://doi.org/10.2514/2.5711>
- [17] Carlucci A.P., Ficarella A., Laforgia D. et al. Multiobjective Optimization of the Breathing System of an Aircraft two Stroke Supercharged Diesel Engine. *Energy Procedia*, 2015, 82, pp. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2015.11.879>
- [18] Kanazaki M., Morikawa M., Obayashi S. et al. Multiobjective Design Optimization of Merging Configuration for an Exhaust Manifold of a Car Engine. *Parallel Problem Solving from Nature — PPSN VII, 7th International Conference*, Granada, Spain, September 7–11, 2002, Springer, Berlin, Heidelberg, 2002, pp. 281–287. DOI: https://doi.org/10.1007/3-540-45712-7_27
- [19] Головкин В.А., Краснопрошин В.В. *Нейросетевые технологии обработки данных*. Минск, БГУ, 2017.
- [20] Deb K., Agrawal S., Pratap A. et al. A Fast Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-objective Optimization: NSGA-II. *International Conference on Parallel Problem Solving from Nature*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2000, pp. 849–858. DOI: https://doi.org/10.1007/3-540-45356-3_83
- [21] Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. и др. *Численное решение многомерных задач газовой динамики*. Москва, Наука, 1976, 152 с.
- [22] Toro E.F. *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics. A Practical Introduction*. Springer, 1999, 645 p.
- [23] Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Хмелев Р.Н. Граничные условия для численного расчета газообмена в поршневых двигателях. *Инженерно-физический журнал*, 2017, № 4 (90), с. 1012–1017.
- [24] Хмелев Р.Н. *Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчету поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2011, 229 с.

- [25] Гришин Ю.А., Зенкин В.А. *Исследование влияния теплообмена во впускном коллекторе на динамический наддув поршневого двигателя*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2011, с. 339–340.
- [26] Соболев И.М. Равномерно распределенные последовательности с дополнительным свойством равномерности. *Журнал вычислительной математики и математической физики*, 1976, № 5 (16), с. 1332–1337.
- [27] Радченко С.Г. Многофакторные планы экспериментов для совместного проведения оптимизации и моделирования. *Математичні машини і системи*, 2013, № 3, с. 124–130.
- [28] Team R.R: *A Language and Environment for Statistical Computing*. R Foundation for Statistical Computing. Vienna, Austria, 2018. URL: <https://www.R-project.org/> (accessed 15.04.2022).
- [29] Fritsch S., Guenther F. Neuralnet: Training of Neural Networks. *The R Journal*, 2010, vol. 2/1. DOI: <https://doi.org/10.32614/RJ-2010-006>
- [30] Mersmann O. *mco: Multiple Criteria Optimization Algorithms and Related Functions*. URL: <https://CRAN.R-project.org/package=mco> (accessed 15.04.2022).

References

- [1] Arsie I., Marotta F., Pianese C. et al. Information Based Selection of Neural Networks Training Data for S.I. Engine Mapping. *SAE International*, 2001, vol. 110, pp. 549–560. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0561>
- [2] Ayebe M., Lichtenthäler D., Winsel T. et al. SI Engine Modeling Using Neural Networks. *SAE International*, 1998, no. 980790. DOI: <https://doi.org/10.4271/980790>
- [3] Garg A.B., Diwan P., Saxena M. Artificial Neural Networks for Internal Combustion Engine Performance and Emission Analysis. *International Journal of Computer Applications*, 2014, no. 6 (87), с. 23–27. DOI: <https://doi.org/10.5120/15212-3705>
- [4] Bertram A.M., Kong S.-C. Augmentation of an Artificial Neural Network (ANN) Model with Expert Knowledge of Critical Combustion Features for Optimizing a Compression Ignition Engine Using Multiple Injections. *SAE International*, 2017, no. 2017-01-0701. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0701>.
- [5] Schüler M., Hafner M., Isermann R. Use of Fast Neural Networks for Model-Based Optimization of Combustion Engines. *MTZ – Motortechnical magazine*, 2000, no. 10 (61), pp. 704–711 (in Deutsch).
- [6] Alonso J.M., Alvarruiz F., Desantes J. et al. Combining Neural Networks and Genetic Algorithms to Predict and Reduce Diesel Engine Emissions. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 2007, no. 1 (11), pp. 46–55. DOI: <https://doi.org/10.1109/TEVC.2006.876364>
- [7] Martinez-Morales J.D., Palacios-Hernández E.R., Velázquez-Carrillo G.A. Modeling and Multi-Objective Optimization of a Gasoline Engine Using Neural Networks and Evolutionary Algorithms. *Journal of Zhejiang University SCIENCE A*, 2013, no. 9 (14), pp. 657–670. DOI: <https://doi.org/10.1631/JZUS.A1300010>
- [8] Costa M., Bianchi G., Forte C. et al. A Numerical Methodology for the Multi-objective Optimization of the DI Diesel Engine Combustion. *Energy Procedia*, 2014, vol. 45, pp. 711–720. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.076>
- [9] Turkson R., Yan F., Ali M. et al. Modeling and Multi-Objective Optimization of Engine Performance and Hydrocarbon Emissions via the Use of a Computer Aided Engineering Code and the NSGA-II Genetic Algorithm. *Sustainability*, 2016, no. 1 (8), p. 72. DOI: <https://doi.org/10.3390/SU8010072>
- [10] Deng X., Chen H., Xi Q. et al. Flexible Section-Profile Design of a Cooling Gallery inside a Diesel Engine Piston. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 176, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115372>
- [11] *Etas Ascmo-Static V5.8*. User Guide, ETAS GmbH, 2021.
- [12] Volkov N.A., Zenkin V.A., Stetsenko T.A. ICE Optimization with ASCMO PC. *Molodoy uchenyy*, 2016, no. 11 (115), pp. 300–306 (in Russ.).
- [13] Gavrilentov S.I., Gavryushin S.S., Godzikovskiy V.A. System for Multicriteria Design of Strain Gauge Load Cells Having Axis Symmetrical Elastic Elements. *Engineering Journal: Science and Innovation*, 2017, no. 1, pp. 1–14. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/mech/mdsb/1578.html> (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-1-1578>
- [14] Zelenkov Yu.A. A Method of Multiobjective Optimization on the Basis of Approximate Models for an Optimized Object. *Numerical Methods and Programming*, 2010, no. 3 (11), pp. 250–260 (in Russ.).
- [15] Zelenkov Yu.A. Optimization of a High-Pressure Turbine Disk of a Gas-Turbine Engine. *Vestnik NNGU*, 2011, no. 2 (3), pp. 36–41 (in Russ.).
- [16] Patnaik S.N., Guptill J.D., Hopkins D. et al. Cascade Optimization for Aircraft Engines with Regression and Neural-Network Analysis Approximators. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, no. 1 (17), pp. 85–92. DOI: <https://doi.org/10.2514/2.5711>

- [17] Carlucci A.P., Ficarella A., Laforgia D. et al. Multiobjective Optimization of the Breathing System of an Aircraft two Stroke Super-charged Diesel Engine. *Energy Procedia*, 2015, 82, pp. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2015.11.879>
- [18] Kanazaki M., Morikawa M., Obayashi S. et al. Multiobjective Design Optimization of Merging Configuration for an Exhaust Manifold of a Car Engine. *Parallel Problem Solving from Nature — PPSN VII, 7th International Conference*, Granada, Spain, September 7–11, 2002, Springer, Berlin, Heidelberg, 2002, pp. 281–287. DOI: https://doi.org/10.1007/3-540-45712-7_27
- [19] Golovko V.A., Krasnoproshin V.V. *Neyrosetevye tekhnologii obrabotki dannykh* [Neural network data processing technologies]. Minsk, BGU publ., 2017. (In Russ.).
- [20] Deb K., Agrawal S., Pratap A. et al. A Fast Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-objective Optimization: NSGA-II. *International Conference on Parallel Problem Solving from Nature*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2000, pp. 849–858. DOI: https://doi.org/10.1007/3-540-45356-3_83
- [21] Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.Ya. et al. *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki* [Numerical Solution of Multidimensional Problems of Gas Dynamics]. Moscow, Nauka publ., 1976, 152 p. (In Russ.).
- [22] Toro E.F. *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics. A Practical Introduction*. Springer, 1999, 645 p.
- [23] Grishin Y.A., Zenkin V.A., Khmelev R.N. Boundary Conditions for Numerical Calculation of Gas Exchange in Piston Engines. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2017, vol. 90, no. 4, pp. 965–970. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1644-4>
- [24] Khmelev R.N. *Matematicheskoe i programnoe obespechenie sistemnogo podkhoda k issledovaniyu i raschetu porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Mathematical and Software Support for a Systematic Approach to the Study and Calculation of Reciprocating Internal Combustion Engines]. Tula, TulSU publ., 2011, 229 p. (In Russ.).
- [25] Grishin Yu.A., Zenkin V.A. *Issledovanie vliyaniya teploobmena vo vpusknom kollektore na dinamicheskiy nadduv porshnevoogo dvigatelya* [Investigation of the Effect of Heat Transfer in the Intake Manifold on the Dynamic Boost of a Piston Engine]. Moscow, MPEI publ., 2011, pp. 339–340 (in Russ.).
- [26] Sobol' I.M. Uniformly Distributed Sequences with Additional Uniformity Property. *Zhurnal vychislitel'noy matematiki i matematicheskoy fiziki*, 1976, no. 5 (16), pp. 1332–1337 (in Russ.).
- [27] Radchenko S.G. Multivariate Experiment Designs for Joint Optimization and Simulation. *Mathematical Machines and Systems*, 2013, no. 3, pp. 124–130 (in Russ.).
- [28] Team R. R: *A Language and Environment for Statistical Computing. R Foundation for Statistical Computing*. Vienna, Austria, 2018. Available at: <https://www.R-project.org/> (accessed 15.04.2022).
- [29] Fritsch S., Guenther F. Neuralnet: Training of Neural Net-works. *The R Journal*, 2010, vol. 2/1. DOI: <https://doi.org/10.32614/RJ-2010-006>
- [30] Mersmann O. *mco: Multiple Criteria Optimization Algorithms and Related Functions*. Available: <https://CRAN.R-project.org/package=mco> (accessed 15.04.2022).

Материалы получены редакцией 25.07.2022

Сведения об авторе

Зенкин Владимир Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: zenkin@bmstu.ru

Information about the author

Zenkin Vladimir Alexandrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants of Bauman Moscow State Technical University. E-mail: zenkin@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Зенкин В.А. Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 32–47.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.32-47>

Citation:

Zenkin V.A. Multi-Objective Optimization of Single-Cylinder Diesel Engine Gas Exchange via the Surrogate Neural Network Model. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 32–47 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.32-47>

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.3.48-63

Анализ эффективности использования восстановителя оксидов азота отработавших газов дизелей

В.И. Ерохов¹, Г.Г. Надарейшвили¹, А.С. Блинов²¹ Московский политехнический университет² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Analysis of the Effectiveness of the Use of Nitrogen Oxide Reducing Agent of Exhaust Gases of Diesel Engines

V.I. Erokhov¹, G.G. Nadareishvili¹, A.S. Blinov²¹ Moscow Polytechnic University² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Актуальность статьи обусловлена необходимостью кардинального улучшения экологических показателей автомобильных дизелей. Наиболее значимым газообразным токсичным компонентом отработавших дизелей служат оксиды азота. Рассмотрены механизмы и модели образования оксидов азота в камере сгорания дизеля. Проанализированы методы снижения эмиссии оксидов азота с отработавшими газами дизелей. Наиболее эффективным методом их очистки от оксидов азота является использование SCR-технологии, в которой в выпускную систему дизеля подается водный раствор мочевины. При температуре около 130 °С мочевина разлагается на аммиак и углекислый газ. Выделяющийся из мочевины аммиак реагирует с оксидами азота отработавших газов, восстанавливая их до азота. Разработана методика расчета подачи мочевины в выпускную систему дизеля. Проведены испытания дизеля типа ЯМЗ-6566, оснащенного SCR-системой. При коэффициенте избытка мочевины, равном 1,03, эффективность SCR-системы составила от 89 до 100 % в зависимости от режима работы дизеля.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизель, отработавшие газы, вредные выбросы, оксиды азота, системы очистки отработавших газов, каталитический нейтрализатор, SCR-технология

The relevance of the article is due to the need to radically improve the environmental performance of automobile diesels. The most significant gaseous toxic component of spent diesel engines are nitrogen oxides. The mechanisms and models of nitrogen oxides formation in the diesel combustion chamber are considered. The analysis of methods for reducing the emission of nitrogen oxides with diesel exhaust gases has been carried out. The most effective method of their purification from nitrogen oxides is the use of SCR technology, in which an aqueous urea solution is supplied to the diesel exhaust system. At a temperature of about 130 °C, urea decomposes into ammonia and carbon dioxide. Ammonia released from urea reacts with nitrogen oxides of exhaust gases, reducing them to nitrogen. A method for calculating the urea supply to the diesel exhaust system has been developed. Tests of the YAMZ-6566 diesel engine equipped with the SCR system were carried out. With an excess urea ratio of 1.03, the efficiency of the SCR system ranged from 89 to 100 %, depending on the operating mode of the diesel engine.

Keywords: internal combustion engine, diesel, exhaust gases, harmful emissions, nitrogen oxides, exhaust gas purification systems, catalytic converter, SCR technology

Введение

Современный этап развития двигателестроения характеризуется ужесточением требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Среди вредных веществ, содержащихся в ОГ ДВС, выделяют оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , несгоревшие газообразные углеводороды CH_x , сажу или твердые частицы (ТЧ), основным компонентом которых служит углерод C [1–3]. Динамика изменения требований европейских стандартов к выбросам вредных веществ с ОГ дизелей грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности представлена в табл. 1. Как видно в табл. 1, за последние 10–12 лет допустимые предельные выбросы оксидов азота уменьшились на порядок.

Уменьшение выбросов вредных веществ с ОГ ДВС достигается как воздействием на рабочий процесс двигателей, так и использованием систем очистки ОГ [4–10]. При этом разработку мероприятий по уменьшению токсичности ОГ можно проводить по следующим направлениям (рис. 1) [3]: совершенствование конструкции двигателя, учет эксплуатационных факторов, применение нетрадиционных топлив.

Отметим, что основным токсичным компонентом ОГ дизелей вне зависимости от их типа, класса, размерности и конструктивных особенностей являются оксиды азота NO_x . Доля NO_x в суммарных токсичных выбросах составляет 30...80 % по массе и 60...95 % по эквивалентной токсичности [3]. Около 42 % выбросов оксидов азота в атмосферу приходится на автомобильный транспорт.

Реализация большей части средств и методов снижения выбросов оксидов азота путем совершенствования рабочего процесса (управление углом опережения впрыскивания топлива в камеру сгорания (КС), рециркуляция ОГ, подача воды в цилиндры дизеля) сопровождается

ухудшением параметров, характеризующим топливную экономичность ДВС. В связи с этим значительный интерес вызывает реализация методов очистки ОГ от токсичных компонентов. Для снижения содержания в ОГ оксидов азота широко распространено применение восстановителей оксидов азота ОГ с подачей в выпускную систему дизелей мочевины [11–15]. Цель данной работы — проанализировать эффективность этого метода улучшения экологических параметров современных наземных транспортных средств. При этом рассмотрены следующие задачи:

- анализ механизмов и моделей образования оксидов азота в КС дизеля;
- анализ методов снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизелей;
- разработка методики расчета подачи мочевины в выпускную систему дизеля;
- проведение экспериментальных исследований экологических параметров дизеля, оснащенного системой подачи мочевины в выпускную систему дизеля.

Механизмы и модели образования оксидов азота в цилиндрах дизеля

Наиболее известная модель образования оксидов азота в КС дизеля представлена в работе [16]. При этом рассмотрены три механизма образования оксидов азота: 1) путем окисления азота воздуха при повышенной температуре в КС по механизму Я.Б. Зельдовича — «термические» оксиды азота; 2) при реакции азота воздуха с углеводородными радикалами — «быстрые» оксиды азота; 3) при окислении азота, содержащегося в топливе, — топливные оксиды азота.

В КС дизеля химически инертный в нормальных условиях азот при повышенных давлениях и температуре выше 2000 К реагирует с кислородом воздуха с образованием преимущественно монооксида азота NO . Окисляется азот за фронтом пламени в зоне образования

Таблица 1. Требования европейских стандартов к выбросам вредных веществ с ОГ дизелей грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности

Год	Нормативный документ	Удельные выбросы вредных веществ, г/(кВт · ч)			
		NO_x	CO	CH_x	ТЧ
2005	Euro-4	3,5	1,5	0,46	0,02
2008	Euro-5	2,0	1,5	0,46	0,02
2016	Euro-6	0,4	1,5	0,13	0,01

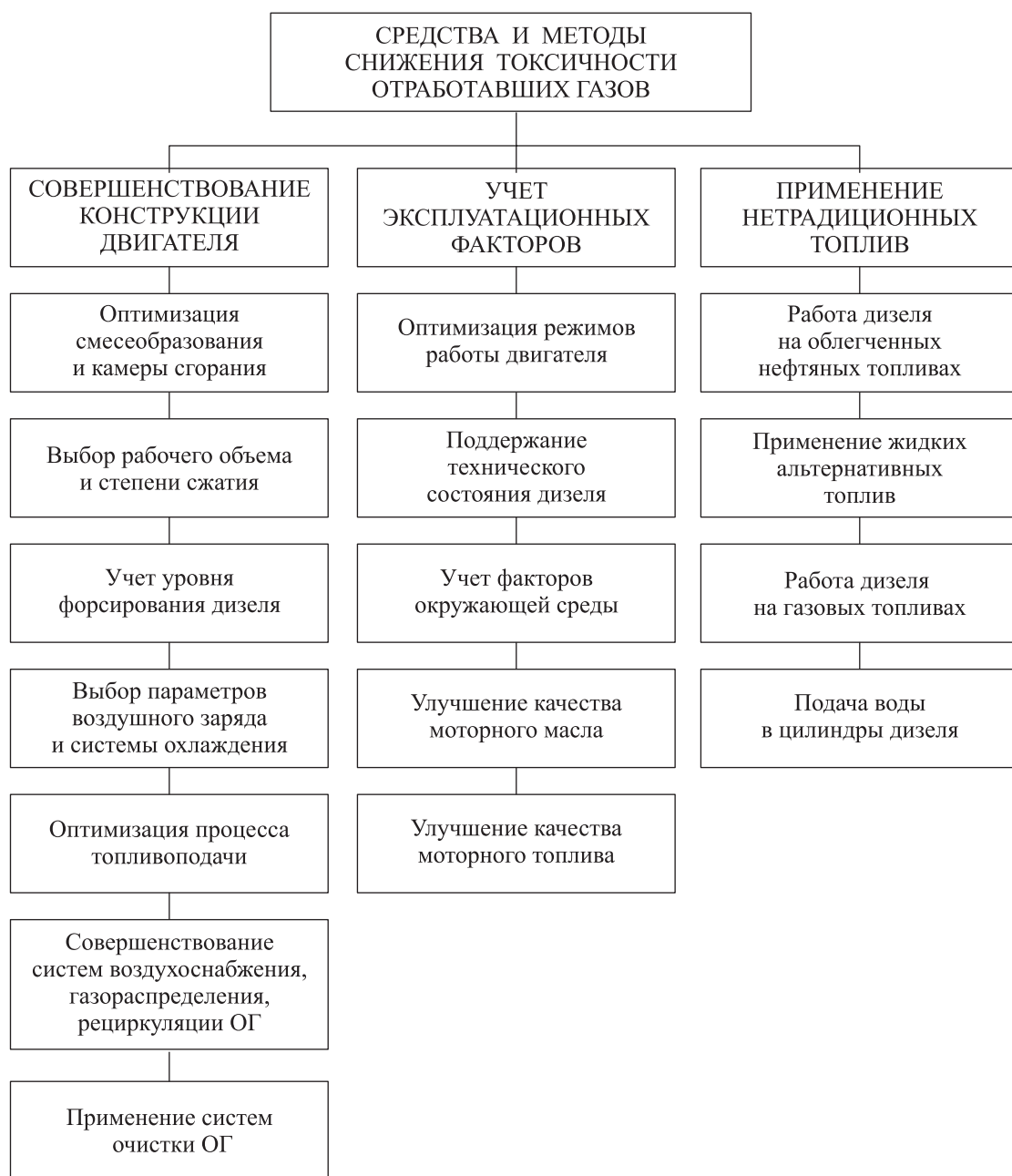
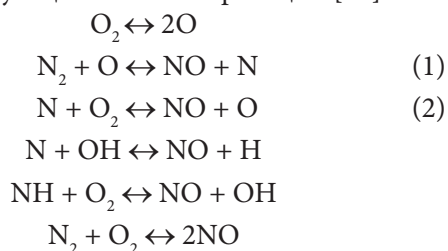


Рис. 1. Классификация основных методов и средств снижения токсичности ОГ ДВС

продуктов сгорания. При этом наблюдается диссоциация молекул кислорода, азота, водорода и паров воды, продукты которой отличаются повышенной химической активностью, и происходят следующие основные реакции [16]:



Реакции (1) и (2) протекают по цепному механизму в соответствии с общепринятой теорией окисления азота воздуха, предложенной Я.Б. Зельдовичем, П.Я. Садовниковым и Д.А. Франк-Каменецким. Поскольку большая часть указанных реакций идет с поглощением теплоты, определяющее влияние на эмиссию NO с ОГ оказывает температура сгорания, причем наибольшая концентрация NO имеет место в локальных зонах КС с низкими коэффициентами избытка воздуха α и максимальными температурами сгорания (локальные температуры

газов в КС дизелей достигают 2500 К, а в КС двигателей с принудительным воспламенением — 3000 К). Наиболее интенсивно окисление азота происходит в первой фазе сгорания до момента достижения максимальной температуры сгорания — при углах поворота коленчатого вала (ПКВ) дизеля от $\varphi = 360^\circ$ ПКВ (этот угол соответствует верхней мертвой точке) до $\varphi = 380^\circ$ ПКВ.

На такте расширения охлаждение продуктов сгорания осуществляется более резко, чем при естественном охлаждении с неизменным объемом. В результате резкого уменьшения температуры в процессе расширения прекращаются реакции образования оксидов азота (при температуре порядка 2000 К), происходит закалка продуктов реакций окисления азота и при дальнейшем снижении температуры концентрация оксидов азота в продуктах сгорания практически не изменяется.

Рассмотренный механизм образования оксидов азота характерен для зон КС с высокой температурой, его условно называют «термическим». Наряду с «термическими» оксидами азота различают «быстрые» оксиды азота, образующиеся непосредственно в зоне горения в результате связывания молекул азота углеводородными радикалами, получаемыми при сгорании топлива. Основная реакция для этого механизма имеет вид



Далее образовавшийся атомарный азот N быстро преобразуется в монооксид азота NO по реакции (2), а соединение HCN с задержкой переходит в монооксид азота по схеме



Эти реакции характеризуются быстрым протеканием и слабой зависимостью от температуры сгорания. Поэтому «быстрые» оксиды азота образуются даже при сравнительно невысокой температуре сгорания (например, на режимах с неполной нагрузкой), но при повышенных концентрациях углеводородов. По данным В.А. Звонова и Г.С. Корнилова, при работе дизеля на режиме с полной нагрузкой (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,8$) соотношение «термических» и «быстрых» оксидов азота составляет 72 на 28 % [16]. На режимах с неполной нагрузкой при больших значениях α доля «быстрых» оксидов азота увеличивается. Так, при $\alpha = 2,0$ указанное соотношение равно

69,2 на 30,8 %, при $\alpha = 3,0$ — 55,9 на 44,1 %, при $\alpha = 5,0$ — 37,9 на 62,1 %.

При температуре ниже 650...700 К монооксид азота NO окисляется до диоксида NO_2 по реакции



На большинстве эксплуатационных режимов быстроходных форсированных дизелей температура ОГ, как правило, выше указанных значений, поэтому из оксидов азота NO_x , содержащихся в ОГ дизелей, 80...90 % объема приходится на монооксид NO и 10...20 % — на диоксид NO_2 . Содержание других газообразных оксидов азота (N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5) в ОГ ничтожно мало.

Оксиды азота могут образовываться в КС дизеля не только из азота воздуха, но и путем окисления азота в азотсодержащих молекулах топлива. Но в дизельном топливе содержание азота обычно составляет не более 0,2 % (по массе) и доля таких оксидов азота незначительна. Поэтому при прочих равных условиях сорт сжигаемого топлива обычно не оказывает существенного влияния на образование оксидов азота в КС.

Уточненная модель образования оксидов азота в КС дизеля, используемая в программном комплексе (ПК) «Дизель-РК», разработанном проф. А.С. Кулешовым в МГТУ им. Н.Э. Баумана, представлена в работе [17]. Этот ПК включает подпрограмму расчета образования оксидов азота в цилиндре ДВС, построенную на термическом механизме на основе схемы академика Я.Б. Зельдовича. Для определения температуры используется зонная модель (методика проф. В.А. Звонова). При математическом моделировании сгорания и образования оксидов азота в двигателе объем КС условно разделен на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Зона свежей смеси представляет собой смесь остаточных газов с воздухом, поступившим в цилиндр при его наполнении. Перед началом сгорания эта зона занимает весь объем цилиндра. В ходе сгорания происходит увеличение объема зоны продуктов сгорания. При разработке двухзонной математической модели процесса сгорания принято допущение, что в зоне горения локальный коэффициент избытка воздуха α изменяется в процессе сгорания от его начального значения $\alpha_{\text{н}}$ < 1 до 1.

Текущее значение коэффициента избытка воздуха α_r на участке сгорания определяется линейной зависимостью

$$\alpha_r = \alpha_{r,n} + \frac{1 - \alpha_{r,n}}{\varphi_z} \varphi,$$

где φ_z — продолжительность процесса сгорания, град ПКВ; φ — текущее значение угла поворота кривошипа от начала сгорания, град ПКВ.

Особенностью рассматриваемой методики является расчет равновесного состава в зоне продуктов сгорания для 18 компонентов (O , O_2 , O_3 , H , H_2 , OH , H_2O , C , CO , CO_2 , CH_4 , N , N_2 , NO , NO_2 , NH_3 , HNO_3 , HCN) на каждом шаге расчета по упомянутому механизму Я.Б. Зельдовича. Расчет температуры продуктов сгорания в зоне сгорания выполняются по формуле

$$T_{п.с} = \frac{\sqrt{B - 4A \left\{ \frac{1 - r_{п.с}}{r_{п.с}} [H_{см}(T_{см}) - H_{см}(T_{ср})] - AT_{ср}^2 - BT_{ср} \right\}} - B}{2A}.$$

Здесь A и B — коэффициенты уравнения для энтальпии продуктов сгорания $H_{п.с}$, кДж/моль, входящие в выражение

$$H_{п.с}(T_{п.с}) = AT_{п.с}^2 + BT_{п.с} + C.$$

Коэффициенты A , B , C находят в результате специальных расчетов, например, для продуктов сгорания дизельного топлива $A = 0,000966$; $B = 35,4882 + 0,47283p$ (p — давление в цилиндре в конце расчетного участка, МПа); $r_{п.с}$ — доля продуктов сгорания в заряде цилиндра; $T_{см}$ — температура свежей смеси в конце расчетного участка; K ; $T_{ср}$ — средняя температура заряда в конце расчетного участка, К; $H_{см}$ — энтальпия свежей смеси, кДж/моль:

$$H_{см}(T_{см}) = \left[a_{см} + 8,314 + \frac{b_{см}T_{см}}{2} + \frac{c_{см}T_{см}^2}{3} \right] T_{см},$$

где $a_{см}$, $b_{см}$, $c_{см}$ — коэффициенты уравнения истинной мольной изохорной теплоемкости заряда, состоящего из сжимаемой свежей смеси.

Поскольку для условий сгорания топлив в двигателях внутреннего сгорания определяющим является образование «термических» оксидов азота, в предлагаемой модели все расчеты проводят по термическому механизму.

Окисление азота в КС дизеля происходит по цепному механизму, описанному выше — см. реакции (2) и (3). Определяющей является реакция (3), скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. Расчет образования NO по уравнению цепного механизма выполняют для зоны сгорания, затем находят среднюю по КС концентрацию NO . Объемную долю оксида азота в продуктах сгорания r_{NO} , образовавшихся в зоне на данном шаге расчета, определяют как

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot 2,333 \cdot 10^7 \cdot e^{-\frac{38020}{T_{п.с}}} r_{N_2eq} r_{Oeq} \left[1 - \left(\frac{r_{NO}}{r_{NOeq}} \right)^2 \right]}{RT_{п.с} \left(1 + \frac{2346}{T_{п.с}} e^{\frac{3365}{T_{п.с}}} \frac{r_{NO}}{r_{O_2eq}} \right) \omega},$$

где p — давление в цилиндре, Па; $T_{п.с}$ — температура в зоне продуктов сгорания, К; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К); r_{NOeq} , r_{Oeq} , r_{O_2eq} — равновесные концентрации оксида азота, молекулярного азота, атомарного и молекулярного кислорода соответственно; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

Равновесные концентрации компонентов вычисляют на каждом шаге расчета. Расчет ведут для 18 компонентов ОГ: O , O_2 , O_3 , H , H_2 , OH , H_2O , C , CO , CO_2 , CH_4 , N , N_2 , NO , NO_2 , NH_3 , HNO_3 , HCN . Для этого решают систему из 14 уравнений равновесия, трех уравнений материального баланса и уравнения Дальтона. При этом доля оксида азота в целом по КС (цилиндру) $r_{NOц}$ определяется как произведение равновесной концентрации монооксида азота r_{NO} и равновесной концентрации продуктов сгорания $r_{п.с}$:

$$r_{NOц} = r_{NO} r_{п.с}.$$

Удельный выброс оксида азота NO , г/(кВт · ч), вычисляют по формуле

$$e_{NOx} = \frac{30 r_{NO} M_{п.с}}{L_{ц} \eta_m} \cdot 3\,600\,000,$$

где $M_{п.с}$ — количество продуктов сгорания в конце процесса сгорания, кмоль; $L_{ц}$ — индикаторная работа за рабочий цикл, кДж; η_m — механический КПД двигателя.

Анализ методов снижения эмиссии оксидов азота с отработавшими газами дизелей

Как отмечено выше, снижения выбросов оксидов азота можно добиться путем совершенствования рабочего процесса и путем очистки ОГ от этих токсичных компонентов в выпускной системе дизеля. Среди методов снижения эмиссии NO_x , базирующихся на воздействии на рабочий процесс, выделим управление углом опережения впрыскивания топлива и рециркуляцию ОГ. Однако реализация этих методов сопровождается ухудшением параметров, характеризующих топливную экономичность ДВС. Кроме того, указанное снижение эмиссии оксидов приводит к одновременному увеличению выбросов сажи (рис. 2).

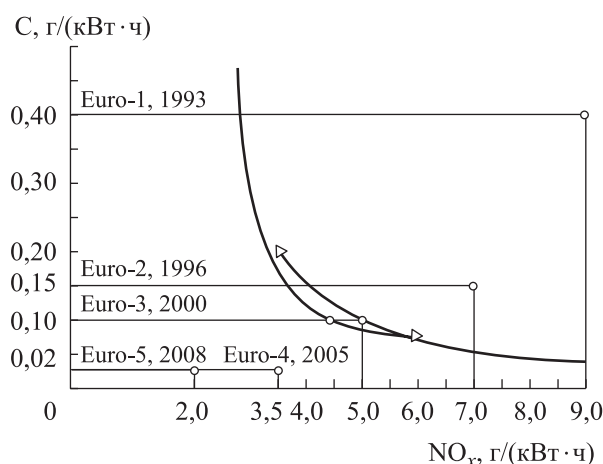


Рис. 2. Характерная взаимосвязь выбросов оксидов азота NO_x и сажи (углерода C)

Другим направлением снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизелей является очистка ОГ от этих токсичных компонентов в выпускной системе дизеля. В целом на сегодняшний день проверены и внедрены следующие методы обработки ОГ в выпускной системе дизеля [8, 18]:

- селективное восстановление оксидов азота NO_x с использованием нейтрализатора адсорбционно-каталитического типа DeNO_x — в SCR-системе (Selective Catalytic Reduction — селективное каталитическое восстановление);

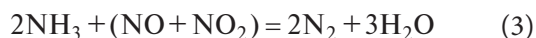
- импульсное восстановление оксидов азота NO_x в накопительной LNT-системе (Lean- NO_x Trap — накопительный катализатор оксидов азота);

- фильтрация твердых частиц в дизельном сажевом фильтре DFP (Diesel Particulate Filter — дизельный фильтр твердых частиц);

- каталитическое окисление углеродсодержащих компонентов — монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x — в дизельном окислительном нейтрализаторе DOC (Diesel Oxidation Catalyst).

Для снижения содержания в ОГ оксидов азота широко применяют SCR-систему с подачей в выпускную систему дизелей мочевины. Ее преимуществом является высокая эффективность при очистке ОГ от оксидов азота. Эта система не влияет на мощностные характеристики дизеля и показатели топливной экономичности, причем SCR-систему обычно применяют в комплексе с дизельным сажевым фильтром DFP. Недостатками накопительной LNT-системы служат недостаточная эффективность конверсии NO_x (максимальное значение — 50 %) по сравнению с SCR-системой и увеличение расхода топлива на 7...10 % [18]. Таким образом, при снижении выбросов NO_x наиболее перспективно применение нейтрализатора адсорбционно-каталитического типа DeNO_x . При его использовании в выпускную систему дизеля подается водный раствор мочевины $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$, называемой также карбамидом. Этот амид имеет две группы NH_2 , соединенные карбонильной ($\text{C}=\text{O}$) функциональной группой.

Принцип действия системы DeNO_x заключается в организации химической реакции аммиака (NH_3) с оксидами азота ОГ, в результате которой образуются N_2 и H_2O :



Применение аммиака в чистом виде представляет определенные трудности. Концерном “Total” (Германия) создан безопасный заменитель аммиака — водный раствор мочевины. Используемая в SCR-системе жидкость, не имеющая цвета и запаха, получила название AdBlue. Она содержит 32,5 % мочевины (растворенные в воде белые кристаллы) и 65,5 % воды. Разложение карбамида происходит при температуре 133 °C. В результате разложения образуются углекислый газ (CO_2) и аммиак (NH_3).

Принципиальная схема комплексной системы очистки ОГ дизелей фирмы “MAN” показана на рис. 3. Она содержит корпус 15 с входным 1 и выходным 12 патрубком ОГ, окислительный

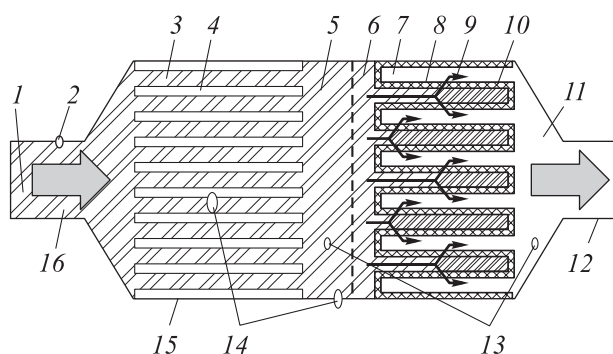


Рис. 3. Принципиальная схема окислительного нейтрализатора и сажевого фильтра дизеля:

1 — вход ОГ; 2 — λ -зонд; 3 — окислительный катализатор; 4 — канал прохода ОГ; 5 — разделительная полость; 6 — керамическая полость; 7 — канал очищенных ОГ; 8 — фильтр частиц сажи; 9 — выход ОГ; 10 — полость очищенных ОГ; 11 — выходная полость ОГ; 12 — выходной патрубок; 13 — датчики давления; 14 — датчики температуры; 15 — корпус нейтрализатора; 16 — входной патрубок

катализатор 3 с сотовой структурой и сажевый фильтр 8, λ -зонд 2, датчик давления 13 и датчик температуры 5. Матрица сажевого фильтра представляет собой ячеистую структуру на базе карбида кремния. Керамическая матрица заключена в металлический корпус 15. Она пронизана множеством параллельно расположенных каналов малого сечения, закрытых попеременно с одной или другой стороны. Матрица фильтра задерживает до 80 % частиц. Нагреватель датчика защищен слоем глинозема (Al_2O_3). Мощность сигнала датчика нагревателя составляет 8 Вт. Носитель окислительного катализаторного нейтрализатора покрыт слоем Al_2O_3 , на котором располагается катализатор из платины Pt. Перепад давления на сажевом фильтре определяется дифференциальным датчиком давления 13. Объемный расход ОГ рассчитывается в электронном блоке управления (ЭБУ) по значениям массового расхода воздуха на входе в двигатель и температуры ОГ перед фильтром. Степень заполнения фильтра сажей контролируется ЭБУ путем расчета его гидродинамического сопротивления. Перепад давления на сажевом фильтре определяется посредством дифференциального датчика давления.

В конструкции применяют простые керамические фильтры с очень развитой поверхностью. Для изготовления матриц фильтров ОГ используют специальную пенoкeрaмикy, в качестве материала которых применяется минерал

кордиерит — алюмосиликат магния и железа $(\text{Mg,Fe}_2)[\text{Al}_4\text{Si}_5\text{O}_{18}] \cdot n\text{H}_2\text{O}$ с температурой плавления 1465 °C и малым коэффициентом теплового расширения. Пенoкeрaмические матрицы изготавливают в виде цилиндров с внешним диаметром 120 мм, внутренним диаметром 40 мм и длиной 600 мм. Объемная плотность керамики 0,25...0,45 г/см³, пористость 82...90 %. Сажевый фильтр устанавливают после турбокомпрессора в непосредственной близости от ДВС. В этом случае температура ОГ перед фильтром остается достаточно высокой для сжигания сажи. Стенка покрыта смесью оксидов алюминия и церия, выполняющих функции подложки для платинового катализатора. Фильтр для улавливания частиц сажи обеспечивает тонкую очистку ОГ.

Принцип действия SCR-системы (системы DeNO_x) заключается в организации химической реакции аммиака (NH_3) с оксидами азота ОГ, в результате которой образуются азот и водяной пар. Схема комплексной системы очистки ОГ с SCR-системой (AdBlue) приведена на рис. 4.

Комплексная система очистки ОГ фирмы “MAN” содержит сажевые фильтры 3, размещенные в выпускном трубопроводе 4, модуль подачи жидкости 15, сообщенный с дозирующим форсункой 19, электронный блок управления 10 двигателя, сообщающийся с ЭБУ 12 автомобиля, блок управления 14 датчик λ -зонд 25 и датчик оксида азота 26 и индикатор неисправностей 18. Система включает блок управления автомобиля 12, сообщенный электрической цепью с модулем дозирования 10, и блок управления двигателя модели ZBR 14 для гибкой адаптации к различным вариантам управления автомобилем. Нейтрализатор DeNO_x оснащен специальным дозатором мочевины, управление которым осуществляется от ЭБУ. Жидкость AdBlue впрыскивается в поток ОГ перед смесителем, преобразуется в аммиак и поступает в катализатор SCR-системы. Контроль дозирования мочевины осуществляется с помощью замкнутого контура на основе информации, полученной от двух датчиков 26.

Нейтрализация оксидов азота включает несколько взаимосвязанных этапов. На первом этапе происходит окисление азота воздуха в КС дизеля, на втором получают аммиак NH_3 из впрыскиваемой в смеситель мочевины; на третьем осуществляется снижение содержания NO_x

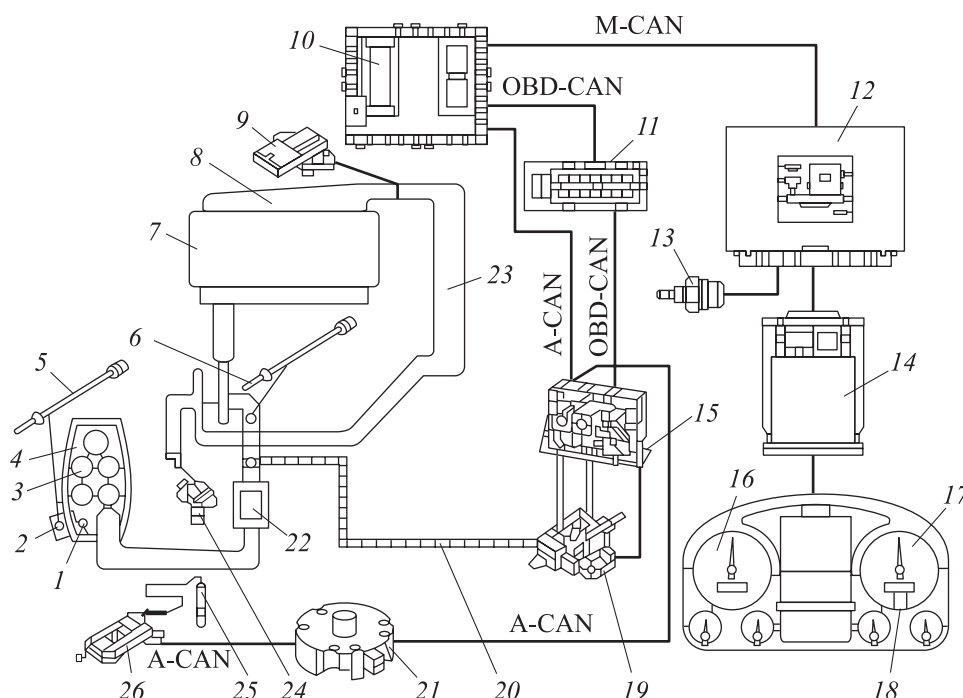


Рис. 4. Схема комплексной системы очистки ОГ с SCR-системой:

1 — разъем подключения датчика NO_x ; 2 — разъем подключения датчика температуры; 3 — сажевые фильтры; 4 — выпускной трубопровод; 5 — второй датчик температуры ОГ после фильтра; 6 — первый датчик температуры ОГ до фильтра; 7 — двигатель; 8 — впускной трубопровод; 9 — датчик давления наддува с датчиком температуры; 10 — ЭБУ EDS (Electronic Diesel Control — электронная система управления дизелем); 11 — диагностический разъем системы HD-OBD (Heavy-Duty On-board Diagnostics — бортовая диагностика для дизельных двигателей большой мощности); 12 — ЭБУ FFR; 13 — датчик температуры воздуха наддува; 14 — центральный бортовой блок управления двигателем модели ZBR; 15 — модуль подачи жидкости системы SCR; 16 — указатель уровня мочевины; 17 — указатель уровня топлива; 18 — индикатор неисправности системы бортовой диагностики OBD MIL (On-board Diagnostics malfunction indicator lamp — индикатор неисправности системы бортовой диагностики); 19 — дозирующий модуль; 20 — трубопровод; 21 — датчик уровня мочевины; 22 — фильтр; 23 — интеркулер; 24 — датчик температуры; 25 — λ -зонд; 26 — датчик NO_x .

в ОГ, на четвертом обеспечивается снижение содержания избыточного аммиака в нейтрализаторе.

Комплексная система нейтрализации ОГ (рис. 5) содержит окислительный нейтрализатор 33, сажевый фильтр 30, бакоч с мочевиной 3, ЭБУ 36, дозирующее устройство 35, ресивер запаса воздуха 11, датчик температуры 29, форсунку 14. Модуль подачи жидкости и распыляющего воздуха включает топливный бак 3 для жидкости, дозирующий модуль 35, электромагнитную форсунку (ЭМФ) для подачи жидкости 32 и электрические цепи. Система нейтрализации NO_x оснащена жидкостным мембранным насосом 8, обеспечивающим подачу мочевины из бака 3 к ЭМФ 32. Давление в системе впрыска составляет 0,3...0,6 МПа.

Воздушный ресивер 11 находится под давлением 1,0 МПа. Форсунка распыляет мочевины под давлением 0,36 МПа.

Датчик NO_x содержит сенсорный элемент и электронный блок управления, установленный на раме автомобиля. Сенсорный элемент и электронный блок соединены электрической цепью. ЭБУ датчика передает информацию об измерениях концентраций газов по мультиплексной шине ОГ на другие ЭБУ. Анализ замеренных значений осуществляется в ЭБУ SCR-системы. Датчик NO_x оснащен электрическим нагревательным элементом, активизирующимся при включении зажигания. Команда на включение-выключение нагревательного элемента поступает по мультиплексной шине ЭБУ SCR-системы. Датчик NO_x является двухкамерным,

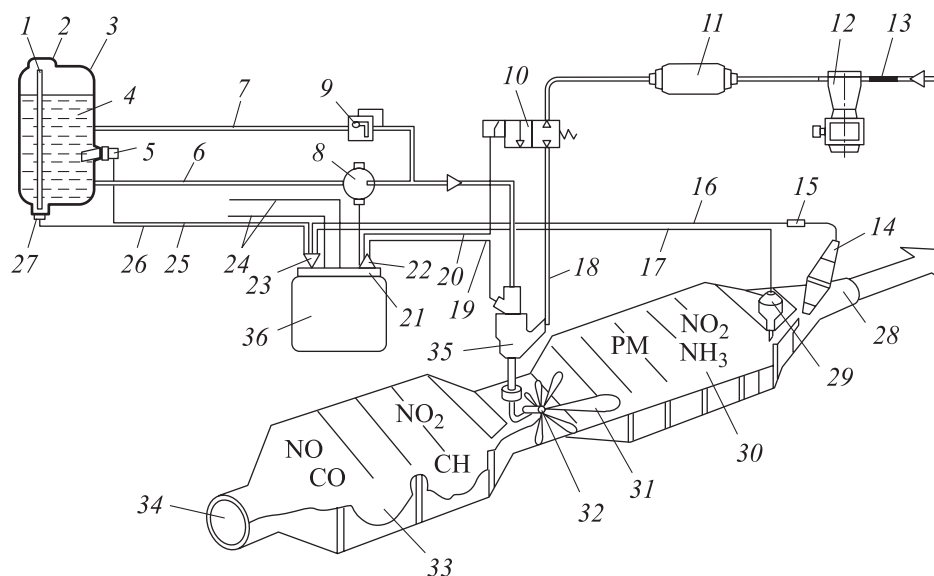
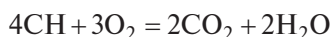
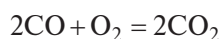
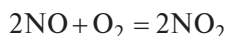


Рис. 5. Принципиальная схема комплексной системы нейтрализации ОГ:

1, 13 — трубопровод; 2 — крышка; 3 — бак с мочевиной; 4 — мочеви́на; 5 — датчик температуры мочеви́ны; 6 — трубопровод подачи мочеви́ны; 7 — трубопровод возврата мочеви́ны; 8 — насос подачи мочеви́ны; 9, 10 — регулирующий клапан; 11 — воздушный ресивер; 12 — воздушный компрессор; 14 — форсунка; 15 — предохранитель; 16, 17, 19, 20, 24, 25, 26 — электрическая цепь; 18 — трубопровод подачи сжатого воздуха; 21 — разъем ЭБУ; 22, 23 — разъем; 27 — штуцер; 28 — выходной участок выпускного трубопровода; 29 — датчик температуры ОГ; 30 — сажевый фильтр; 31 — струя мочеви́ны; 32 — форсунка; 33 — окислительный нейтрализатор; 34 — входной участок трубопровода; 35 — дозирующее устройство; 36 — ЭБУ; PM (particulate matter) — твердые частицы

он измеряет уровень оксидов азота и содержание кислорода в потоке ОГ.

При установке на дизели нейтрализатора оксидов азота SCR сначала из водного раствора мочевины под воздействием высокой температуры ОГ образуются CO_2 и NH_3 . В дальнейшем аммиак, взаимодействуя с оксидами азота NO и NO_2 , восстанавливает их до N_2 по реакции (3). Одновременно протекают реакции окисления монооксидов NO и CO до полных оксидов, а углеводородные радикалы — до CO_2 :



Использование комплексной системы нейтрализации ОГ с SCR-системой вместо системы EGR (система рециркуляции ОГ) не приводит к снижению мощности ДВС. При этом обеспечивается уменьшение количества NO_x в ОГ до 90 %; снижение выбросов CO и CH_x в ОГ до 50 %, уменьшение эмиссии твердых частиц до 50 %.

Методика расчета подачи мочевины в выпускную систему дизеля

При создании системы нейтрализации оксидов азота необходимо оценить выбросы оксидов азота с ОГ дизеля и требуемую подачу мочевины в выпускную систему дизеля. Масса азота, поступающего в цилиндр двигателя при полном сжигании 1 кг дизельного топлива, составляет

$$M_{\text{N}_2} = l_0 g_{\text{N}_2},$$

где l_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива (для дизельного топлива принято $l_0 = 14,5$ кг; g_{N_2} — массовая доля азота в воздухе, равная 0,71.

При оценке интегральной токсичности ОГ двигателя на режимах испытательного цикла (например, стационарного цикла ESC, см. рис. 6) на каждом режиме находят концентрации C_{NO_x} и рассчитывают их часовые массовые выбросы M_{NO_x} . Удельные выбросы NO_x определяют следующим образом: полученные значения массовых выбросов M_{NO_x} суммируют по всем режимам цикла (с учетом коэффициентов k_p ,

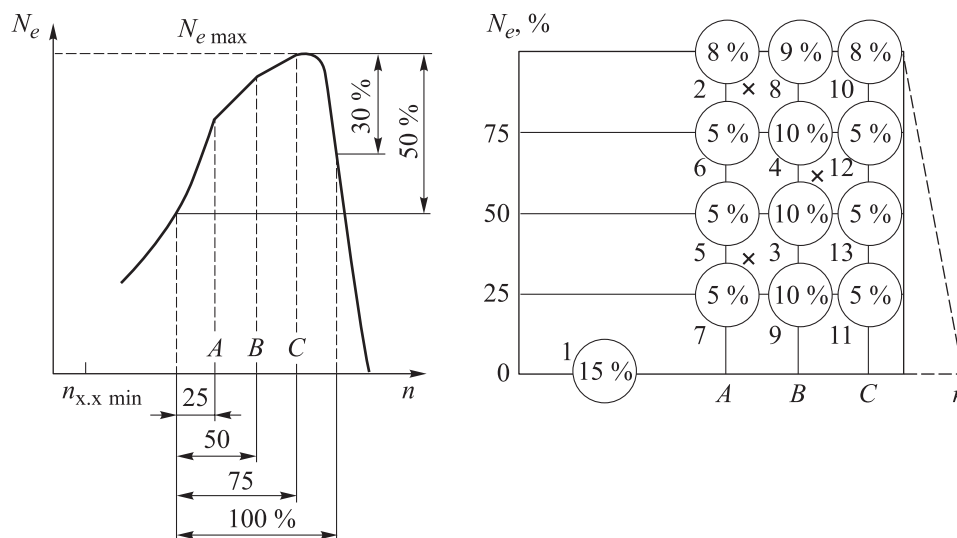


Рис. 6. Европейский стационарный 13-режимный цикл ESC для испытаний тяжелых грузовиков (нормы EURO-3):
× — измерение концентрации NO_x в трех произвольных рабочих точках;
цифры рядом с блоками соответствуют номеру режима в 13-режимном цикле

отражающих долю времени каждого режима) и затем делят на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл [3]:

$$g_{\text{NO}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} M_{\text{NO}_x} k_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} k_i},$$

где M_{NO_x} — массовый выброс оксидов азота на i -м режиме, г/ч; N_{ei} — мощность, развиваемая двигателем на i -м режиме, кВт; k_i — коэффициент весовости i -го режима.

В соответствии с нормами Euro-5 предельно допустимый удельный выброс оксидов азота составляет 2 г/(кВт · ч), см. табл. 2. При этом эффективная мощность двигателя N_e , кВт, определяется известным соотношением

$$N_e = \frac{1000 G_T}{g_e},$$

где G_T — часовой расход топлива, кг/ч; g_e — удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч).

Массовый выброс оксидов азота на режимах 13-режимного цикла, поступающих в выпускную систему, вычисляют как

$$M_{\text{NO}_x} = N_e g_{\text{NO}_x},$$

где N_e — мощность, развиваемая двигателем в испытательном цикле, кВт; g_{NO_x} — удельный выброс оксидов азота в испытательном цикле, отнесенный к единице вырабатываемой мощности, г/(кВт · ч).

Количество мочевины M_m , г/ч, необходимое для реакции с оксидами NO_x , образующимися при сжигании 1 кг топлива, находят по формуле

$$M_m = g_m M_{\text{NO}_x},$$

где $g_m = 3$ г — удельная масса мочевины, которая требуется для реакции восстановления 1 г NO_x .

Объем воздуха, необходимый для распыливания мочевины, составляет

$$M_B = M_m l_{\text{ам}},$$

где l_m — коэффициент, равный 6,1 кг воздуха на 1 кг аммиака. Объем емкости для мочевины может быть представлен зависимостью

$$V_{\text{б.м}} = V_{\text{д.т}} M_m,$$

где $V_{\text{б.м}}$ — объем бака мочевины; $V_{\text{д.т}}$ — объем бака с ДТ.

Согласно проведенным расчетам, для восстановления 1 г NO_x требуется 3,0 г мочевины. Для восстановления NO_x , образующихся при сжигании 1 кг топлива, необходимо 0,025 кг мочевины. Объем бака мочевины равен 0,6 л,

Таблица 2. Сравнительная оценка восстановителей азота

Параметр	Вид мочевины				
	Восстановитель ГОСТ Р ИСО 22241-1-2012	Водный раствор мочевины Adblue	Твердая мочевина	Водный раствор мочевины	Карбонат аммония (NH ₄) ₂ CO ₃
Плотность, г/см ³	0,97	0,97	1,34	0,61	1,60
Масса мочевины на 1 г NO _x , г	2,90	2,90	1,0	0,57	1,30
Объем мочевины на 1 г NO _x , см ³	3,0	3,0	0,75	0,93	0,81

Примечание. Раствор карбамида, соответствующий ГОСТ Р ИСО 22241–1, доступен на рынке, например, под зарегистрированной торговой маркой AdBlue; в соответствии с ГОСТ 2081–2010 различают гранулированный карбамид (приллированный) и кристаллический карбамид (мочевина); кристаллический карбамид хорошо растворим в воде — при температуре 20 °С его растворимость составляет 51,1 %; жидкость AdBlue содержит 32,5 % мочевины и 65,5 % воды.

расход мочевины составил 3,5 см³/л топлива. Суммарное количество NO_x, образующихся при сжигании 1 кг топлива, достигает 82 г. Средний расход жидкости AdBlue составил 6 % потребляемого ДТ. Максимальная вместимость топливного бака — 100 л. Запас жидкости AdBlue обеспечивает пробег 5000 км магистрального автопоезда. Стоимость жидкости AdBlue в 4 раза выше стоимости базового топлива.

Технологию SCR применяют на автомобильном транспорте начиная с 2005 г. Кроме используемого в этой технологии водного раствора мочевины Adblue известны и другие восстановители азота. Их сравнительная оценка приведена в табл. 2.

Экспериментальные исследования экологических параметров дизеля, оснащенного системой подачи мочевины в выпускную систему

Указанные экспериментальные исследования проведены для оценки эффективности использования восстановителя оксидов азота ОГ автомобильных дизелей. На первом этапе исследова-

ний испытан шестицилиндровый V-образный дизель типа ЯМЗ-6566 (6 ЧН 13/14), не оснащенный системой нейтрализации ОГ, с целью оценки исходного уровня токсичности его «сырого выброса». В табл. 3 представлен «сырой выброс» токсичных компонентов ОГ дизеля.

Из данных табл. 3 следует, что при низких выбросах продуктов неполного сгорания (CO, CH_x и твердых частиц), характерных для дизелей, оснащенных системой топливоподачи Common Rail, обеспечивающей высокие давления впрыскивания, исследуемый дизель имеет достаточно высокую эмиссию оксидов азота, превосходящую даже ее предельные значения, указанные в нормах Euro-1. При этом выбросы CO и CH_x существенно ниже нормативов Euro-6, и по этим токсичным компонентам ОГ дополнительных мер по их нейтрализации не требуется. Отмечено некоторое превышение нормативного уровня выбросов твердых частиц, однако это превышение незначительно и может быть сокращено фильтрацией ОГ. Наиболее серьезную проблему вызывает высокий выброс оксидов азота. Даже у подготовленного к сертифика-

Таблица 3. Выбросы токсичных компонентов дизелем ЯМЗ-6566, не оснащенным системой нейтрализации («сырой выброс»)

Место проведения испытаний (серии испытаний)	Эмиссия, г/(кВт · ч)			
	Монооксид углерода CO	Несгоревшие углеводороды CH _x	Оксиды азота NO _x	Твердые частицы
Ярославский моторный завод (ЯМЗ)	0,3	10	9,0	0,18
ГНЦ ФГУП «НАМИ» (серия 1)	—	—	10,98	—
ГНЦ ФГУП «НАМИ» (серия 2)	0,09	0,002	13,0	0,15

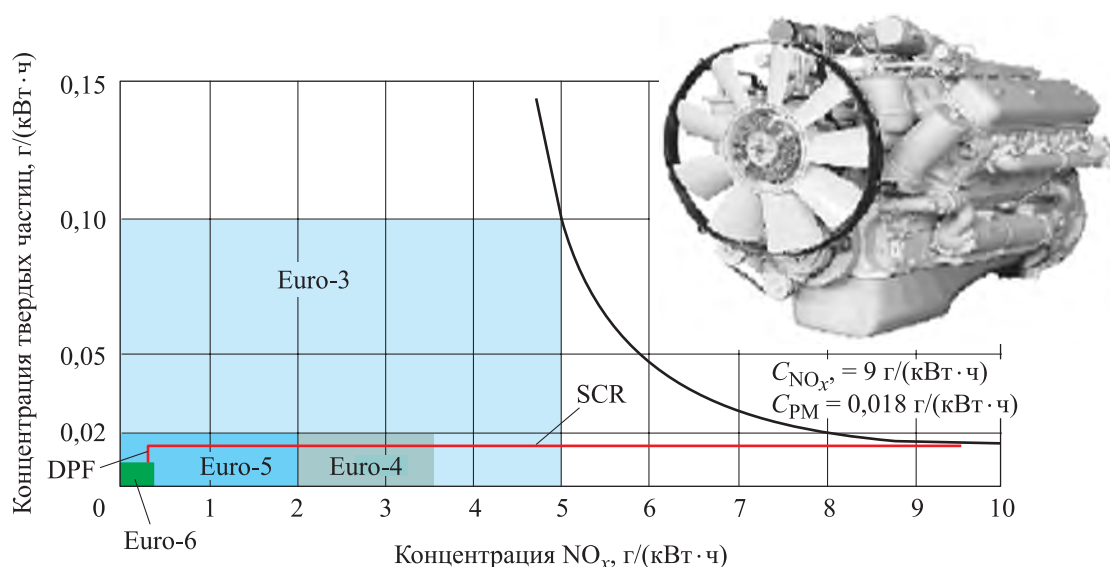


Рис. 7. Зависимость между «сырым выбросом» и процентом очистки оксидов азота до уровня норм Euro-6

ционными испытаниями двигателя эмиссия NO_x составляла $9,0 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, рис. 7), что более чем в 20 раз превышает допустимые значения показателей, приведенные в стандарте Euro-6.

Отметим, что «сырой выброс» оксидов азота в существенной степени определяет и необходимую эффективность системы нейтрализации для достижения заданных норм, в том числе и по уровню очистки NO_x . Зависимость между «сырым выбросом» NO_x и эффективностью (в процентах) очистки ОГ от оксидов азота до уровня норм Euro-6 приведена на рис. 8. Как следует из данных рис. 8, при исходном выбросе NO_x дизеля на уровне $11,0 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ для достижения норм Euro-6 система нейтрализации должна обладать эффективностью очистки ОГ от оксидов азота не менее 96 %.

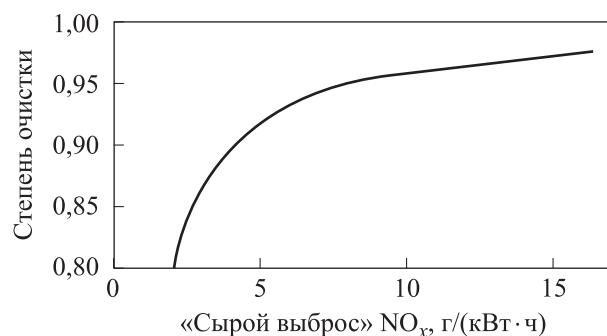


Рис. 8. Необходимая для достижения требований Euro-6 степень очистки NO_x от исходного (сырого) выброса оксидов азота

При выбранном методе нейтрализации оксидов азота требуется уделять особое внимание вопросам оптимального дозирования реагента-восстановителя. При этом важно учитывать, что как недостаток, так и избыток восстановителя сопровождается негативными последствиями. При недостаточной подаче мочевины очистка ОГ от NO_x не будет достаточно полной, а при ее избытке возможен заметный выброс аммиака, который начиная с требований стандарта Euro-6 также подлежит нормированию и ограничен значением 10 ppm. Поэтому при разработке подсистемы управления подачей мочевины отдельное внимание следует уделять калибровкам блока управления, а именно оптимизации подачи мочевины на отдельных режимах работы дизеля. В качестве примера ниже приведены стехиометрические расходы реагента (32,5%-ного раствора мочевины) на отдельных режимах нового 13-режимного испытательного цикла ESC (European Steady State Cycle) — см. рис. 6. Для исследуемого двигателя (ЯМЗ-6566) стехиометрические расходы реагента (32,5%-ного раствора мочевины) были рассчитаны с использованием соотношения

$$\alpha_m = \frac{G_m}{2,008 G_{\text{NO}_x}},$$

где α_m — коэффициент избытка мочевины, характеризующий отношения подачи мочевины $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ к расходу оксидов азота NO_x ; G_m —

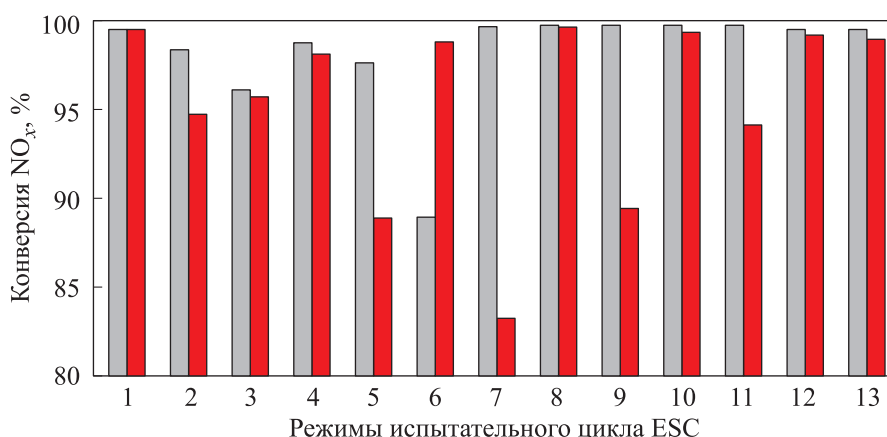


Рис. 9. Влияние коэффициента избытка мочевины α_m (отношения подачи мочевины $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ к расходу оксидов азота NO_x) на степень очистки ОГ от NO_x на различных режимах испытательного цикла ESC ($\alpha_m = 1,03$, $\alpha_m = 0,99$)

фактический расход мочевины, мг/с; G_{NO_x} — расход «сырого» NO_x , мг/с.

Полученные значения на отдельных режимах испытательного цикла ESC составили: первый — 53,97 мг/с, второй — 1125,60 мг/с, третий — 703,39 мг/с, четвертый — 1078,80 мг/с, пятый — 605,14 мг/с, шестой — 890,87 мг/с, режим номинальной нагрузки — 1355,62 мг/с.

В ГНЦ ФГУП «НАМИ» проведены экспериментальные исследования эффективности очистки ОГ от NO_x в дизеле типа ЯМЗ-6566, оснащённом SCR-системой, в зависимости от коэффициента избытка мочевины α_m на различных режимах испытательного цикла ESC (см. рис. 6) [18]. Результаты этих исследований, приведенные на рис. 9, свидетельствуют о том, что при $\alpha_m = 1,03$ эффективность SCR-системы составляет от 89 до 100 % в зависимости от режима работы дизеля.

Полученные результаты могут быть положены в основу разработки алгоритма подачи мочевины и калибровок блока управления SCR-процессом. Для определения цикловой подачи мочевины обычно применяют четыре калибровочные таблицы:

1) зависимости «сырого выброса» NO_x от частоты вращения коленчатого вала n и цикловой подачи топлива в двигатель q , т. е. $\text{NO}_x = f(n, q)$, ppm;

2) зависимости цикловой подачи топлива q от частоты вращения n и крутящего момента двигателя M_k , т. е. $q = f(n, M_k)$, мг/цикл;

3) зависимости значений поправочных коэффициентов учета фактической температуры ОГ от расхода ОГ $G_{o,r}$ и их температуры $T_{o,r}$, т. е. $T_{fact} = f(G_{o,r}; T_{o,r})$;

4) зависимости режимных коэффициентов восстановления оксидов азота от частоты вращения коленчатого вала n и цикловой подачи топлива в двигатель q , т. е. $e_m = f(n, q)$.

На основании этих таблиц рассчитывают цикловые подачи мочевины и разрабатывают программное обеспечение электронного блока управления подачей мочевины в SCR-нейтрализатор. В блоке управления предусматривают возможность корректировки коэффициента избытка мочевины.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы.

1. В современных автомобильных дизелях применяют комплексные системы очистки ОГ, содержащие SCR-систему — нейтрализатор адсорбционно-каталитического типа DeNO_x , сажевые фильтры и окислительный нейтрализатор.

2. Наиболее значимым газообразным токсичным компонентом ОГ автомобильных дизелей служат оксиды азота — среди общих токсичных выбросов на их долю приходится 30...80 % по массе и 60...95 % по эквивалентной токсичности.

3. Наиболее эффективным методом очистки ОГ автомобильных дизелей от оксидов азота является использование SCR-технологии, пред-

усматривающей подачу водного раствора мочевины в выпускную систему дизеля.

4. Используемая в SCR-системе ряда зарубежных фирм (в частности, фирмы “MAN”) жидкость AdBlue содержит 32,5 % мочевины и 65,5 % воды. Разложение мочевины (карбамида) на аммиак и углекислый газ происходит при температуре около 130 °С. Выделяющийся из мочевины аммиак реагирует с оксидами азота ОГ, восстанавливая их до азота.

5. Проведен анализ механизмов и моделей образования оксидов азота в камере сгорания

дизеля и проанализированы методы снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизелей. Разработана методика расчета подачи мочевины в выпускную систему дизеля.

6. Проведены экспериментальные исследования экологических параметров дизеля, оснащенного системой подачи мочевины в выпускную систему дизеля типа ЯМЗ-6566, оснащенного SCR-системой. При коэффициенте избытка мочевины $\alpha_m = 1,03$ эффективность SCR-системы составляет от 89 до 100 % в зависимости от режима работы дизеля.

Литература

- [1] Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Лукшо В.А. и др. *Автотранспорт и экология мегаполисов*. Москва, Экология машиностроения, 2011, 252 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 375 с.
- [4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2005, 344 с.
- [5] Кухарёнок Г.М., Березун В.И. *Улучшение экологических показателей дизеля*. Минск, БНТУ, 2019, 149 с.
- [6] Ерохов В.И. Экологические показатели современных наземных транспортных средств. *Грузовик*, 2020, № 9, с. 16–27.
- [7] Ерохов В.И., Николаенко А.В. Оценка экологической безопасности современных транспортных средств. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 1, с. 67–73.
- [8] Надарейшвили Г.Г., Теренченко А.С., Неволин И.В. Анализ патентной активности и динамика патентования инженерных решений в системах нейтрализации и выпуска отработавших газов в 2000–2015 гг. *Труды НАМИ*, 2015, № 262, с. 126–149.
- [9] Новиков Л.А. Показатели вредных выбросов как средство конкурентной борьбы за рынок судовых и тепловозных дизелей. *Двигателестроение*, 2010, № 3, с. 18–21.
- [10] Панчишный В.И. Системы комплексной очистки отработавших газов дизелей. *Автомобильная промышленность*, 2004, № 1, с. 25–28.
- [11] Марков В.А., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. Моделирование испарения и термического распада мочевины в системах выпуска дизелей. *Автомобильная промышленность*, 2017, № 10, с. 8–14.
- [12] Марков В.А., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. Использование мочевины в системах обработки выпускных газов поршневых двигателей. *Безопасность в техносфере*, 2017, т. 6, № 4, с. 40–49. DOI: https://doi.org/10.12737/article_5a2905be4bb1e8.12358964
- [13] Медведев Г.В., Новоселов А.А. *Снижение вредных выбросов дизелей путем их селективной очистки. Очистка отработавших газов дизелей в каталитических блоках, изготовленных по технологии СВС*. Рига, Изд-во Lambert Academic Publishing, 2016, 205 с.
- [14] Новиков Л.А., Корчинский В.С. Оценка дополнительных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах. *Двигателестроение*, 2016, № 3, с. 23–31.
- [15] Blinov A.S., Malastovsky N.S., Bykov A.E. Performance Evaluation of Static Mixers in the Urea Injection Pipe for SCR System. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*, Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), 2020, pp. 1465–1473. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_154
- [16] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В., Девянин С.Н., Ксенофонов Б.С., Лобанов Б.С., Марков В.А., Середа А.В., Шарин Е.А., Шпак А.В. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.

- [17] 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.
- [18] Надарейшвили Г.Г. *Научные основы создания комплексных систем обеспечения современных экологических и акустических показателей двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, ГИЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2020, 461 с.

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] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, Bauman Press, 2002, 375 p. (In Russ.).
- [4] 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.).
- [5] Kukharenek G.M., Berezun V.I. *Uluchsheniye ekologicheskikh pokazateley dizelya* [Improvement of Diesel Environmental Performance]. Minsk, BNTU publ., 2019, 149 p. (In Russ.).
- [6] Erokhov V.I. Environmental Indicators of Modern Land Vehicles. *Gruzovik*, 2020, no. 9, pp. 16–27 (in Russ.).
- [7] Erokhov V.I., Nikolaenko A.V. Assessment of Environmental Safety of Modern Vehicles. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 1, pp. 67–73 (in Russ.).
- [8] Nadareyshvili G.G., Terenchenko A.S., Nevolin I.V. An Analysis of Patent Activity and the Dynamics of the Patenting of Engineering Solutions in Systems and Neutralization of Exhaust Gases in the Years 2000–2015. *Trudy NAMI*, 2015, no. 262, pp. 126–149 (in Russ.).
- [9] Novikov L.A. Exhaust Pollution Performance as a Key Factor of Marine and Locomotive Engine Competitiveness. *Dvigatelistroyeniye* [Engines Construction], 2010, no. 3, pp. 18–21 (in Russ.).
- [10] Panchishnyy V.I. Systems for Complex Cleaning of Exhaust Gases of Diesel Engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2004, no. 1, pp. 25–28 (in Russ.).
- [11] Markov V.A., Myagkov L.L., Malastovskiy N.S., Blinov A.S. Modeling Evaporation and Decomposition of Urea Solution for Diesel Exhaust System. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2017, no. 10, pp. 8–14 (in Russ.).
- [12] Markov V.A., Myagkov L.L., Malastovskiy N.S., Blinov A.S. Urea using in Piston Engines' Exhaust Gases Treatment Systems. *Bezopasnost' v tekhnosfere* [Safety in Technosphere], 2017, vol. 6, no. 4, pp. 40–49 (in Russ.). DOI: https://doi.org/10.12737/article_5a2905be4bb1e8.12358964
- [13] Medvedev G.V., Novoselov A.A. *Snizheniye vrednykh vybrosov dizeley putem ikh selektivnoy ochistki. Ochistka otrabotavshikh gazov dizeley v kataliticheskikh blokakh, izgotovlennykh po tekhnologii CBC* [Reduction of Harmful Emissions of Diesel Engines by Their Selective Purification. Purification of Diesel Exhaust Gases in Catalytic Blocks Manufactured using CBC Technology]. Riga, Lambert Academic publ., 2016, 205 p. (In Russ.).
- [14] Novikov L.A., Korchinskiy V.S. Evaluation of Shipowner's Additional Expenses Involved in SCR Technology Implementation. *Dvigatelistroyeniye* [Engines Construction], 2016, no. 3, pp. 23–31 (in Russ.).
- [15] Blinov A.S., Malastovsky N.S., Bykov A.E. Performance Evaluation of Static Mixers in the Urea Injection Pipe for SCR System. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*, Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), 2020, pp. 1465–1473. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_154
- [16] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V., Devyanin S.N., Ksenofontov B.S., Lobanov B.S., Markov V.A., Sereda A.V., Sharin E.A., Shpak A.V. *Neftnyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Moscow, OOO NITs "Inzhener" publ., OOO "Oniko-M" publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [17] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS*. Dokt. Diss. [Development of Calculation Methods and Optimization of ICE Workflows. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [18] Nadareyshvili G.G. *Nauchnye osnovy sozdaniya kompleksnykh sistem obespecheniya sovremennykh ekologicheskikh i akusticheskikh pokazateley dvigateley vnutrennego sgoraniya*. Dokt. Diss. [Scientific Basis for the Creation of Integrated Systems for Ensuring Modern Environmental and Acoustic Performance of Internal Combustion Engines. Doct. Diss.]. Moscow, FGUP "NAMI" publ., 2020, 461 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 25.07.2022

Сведения об авторах

Ерохов Виктор Иванович — доктор технических наук, профессор кафедры «Экологическая безопасность технических систем» Московского политехнического университета, заслуженный деятель науки РФ. E-mail: viktor091940@mail.ru

Надарейшвили Гиви Гурамович — доктор технических наук, начальник Управления антитоксичных систем и шумоглушения ФГУП «НАМИ», доцент кафедры «Транспортные газотурбинные двигатели» Московского политехнического университета. E-mail: givi.nadareishvili@nami.ru

Блинов Артем Сергеевич — ассистент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Information about the authors

Erokhov Viktor Ivanovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Ecological Safety of Technical Systems, Moscow Polytechnic University, Honored Worker of Science of the Russian Federation. E-mail: viktor091940@mail.ru

Nadareishvili Givi Guramovich — Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department of Antitoxic Systems and Noise Attenuation of the Federal State Unitary Enterprise “NAMI”, Associate Professor of the Department of Transport Gas Turbine Engines, Moscow Polytechnic University. E-mail: givi.nadareishvili@nami.ru

Blinov Artem Sergeevich — Assistant of the Department “Combined Engines and Alternative Power Plants”, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: mr.blinoff1@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ерохов В.И., Надарейшвили Г.Г., Блинов А.С. Анализ эффективности использования восстановителя оксидов азота отработавших газов дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 48–63. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.48-63>

Citation:

Erokhov V.I., Nadareishvili G.G., Blinov A.S. Analysis of the Effectiveness of the Use of Nitrogen Oxide Reducing Agent of Exhaust Gases of Diesel Engines. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 48–63 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.48-63>

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.3.64-69

Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей

В.А. Лиханов, А.В. Россохин

Вятский государственный агротехнологический университет

Physical and Chemical Properties, Morphology, Structure and Reactivity of Soot Particles of Diesel Exhaust Gases

V.A. Likhanov, A.V. Rossokhin

Vyatka State Technical University

Рассмотрены способы изучения состава и строения твердых углеродистых частиц (Diesel particulate matter — DPM), образующихся при сгорании топлива в цилиндре быстроходного дизельного двигателя. Выбор инструментов для изучения физических и химических свойств обусловлен их малыми размерами и малым количеством времени, отводимого на изучение их первичной структуры, поскольку в дальнейшем они претерпевают изменения. В работе представлены некоторые результаты таких исследований, позволяющие лучше понять морфологию углеродистых частиц, а значит, и механизмы их возникновения и окисления. Особое внимание уделено внутренней структуре частиц, обуславливающей их свойства, реакционную способность и пути дальнейшего развития. Сделаны выводы, позволяющие оценить эффективность рассмотренных методов определения внутренней структуры твердых углеродистых частиц, представлены основные свойства частиц, полученных при сгорании дизельного топлива, а также при использовании в качестве топлива спиртов и соединений на их основе. Показано, что молекулярная и атомарная структура частиц углерода является многослойной и влияет на способность этих частиц участвовать в дальнейших реакциях.

Ключевые слова: дизель, сажа, экология, углерод, твердые частицы, отработавшие газы, горение, топливо, этанол, двигатель внутреннего сгорания

This work considers the methods for studying the composition and structure of solid carbon particles (Diesel particulate matter — DPM) formed during the combustion of fuel in the cylinder of a high-speed diesel engine. The choice of the set of tools for studying physical and chemical properties is due to their small size and the small amount of time devoted to studying their primary structure, since they undergo changes in the future. The paper presents some of the results of such studies. The results give better understanding of the morphology of carbonaceous particles, and thus the mechanisms of their formation and oxidation. Particular attention is paid to the internal structure of the particles, which determines their properties, reactivity, and ways of further development. We draw the conclusions upon the effectiveness of the considered methods for determining the internal structure of solid carbonaceous particles, the main properties of particles obtained by burning diesel fuel, as well as using alcohols and compounds based on them as fuel. It is shown that the molecular and atomic structure of carbon particles has a multilayer structure affecting the ability of these particles to participate in further reactions.

Keywords: diesel, soot, ecology, carbon, particulate matter, exhaust gases, combustion, fuel, ethanol, internal combustion engine

Введение

Твердые частицы, образующиеся в процессе сгорания дизельного топлива (Diesel particulate matter — DPM), находятся в зоне внимания с точки зрения охраны окружающей среды вследствие своей способности при вдыхании оседать в ды-

хательной системе, вызывать воспалительные процессы в дыхательных путях, накапливать канцерогенные соединения, негативно влияют на сердечно-сосудистую систему, тем самым вызывая повышенную смертность. Такие частицы состоят из агломерации большого количества

первичных зародышевых частиц, сферической формы в виде турбостратного углерода. Часть DPM включает в себя частично окисленные полициклические ароматические углеводороды. Для адекватного и корректного описания свойств DPM, а также выработки предложений механизмов их окисления необходимо максимально точно знать их структуру, физико-химические свойства, реакционную или окислительную способность. В данной работе рассмотрены результаты исследований различных специалистов, изучавших разными методами, которые установили основные свойства DPM, зная которые, можно предсказывать их поведение в пламени и выбирать научно обоснованные эффективные способы их доокисления, позволяющие снизить их концентрацию в продуктах горения с учетом молекулярного и атомарного состава исходного топлива. Важнейшими параметрами частиц, помимо размеров, являются атомарный состав и наноструктура, обуславливающие их физико-химические свойства.

Под комплексом характеристик углеродных частиц подразумевают не только размеры первичных частиц и вторичных образований, но и их внутреннее строение (наноструктуру), химическое состояние углерода, распределение частиц по размерам, наличие «примесей», т. е. других соединений, которые могут сыграть важную роль в дальнейшем окислении частиц, в том числе поверхностные функциональные свойства, термостабильность частиц, которая будет варьироваться в зависимости от структуры и доли органических примесей, степень графитизации, реакционную способность при окислении и некоторые другие, в том числе и для вторичных соединений и частиц, образовавшихся при разрушении исходных. Зная физико-химические свойства и другие вышеперечисленные параметры, можно установить корреляционную связь с окислительной способностью частицы и спрогнозировать ее эволюцию в процессе сгорания топливовоздушной смеси [1–3].

В первую очередь целесообразно говорить о свойствах углеродных частиц, образующихся при сгорании дизельного топлива, но по мере рассмотрения отдельных характеристик будем рассматривать и данные, полученные разными исследователями для других топлив, прежде всего природного газа и окисигенированных топлив (этанол, метанол, соединения на основе растительных масел).

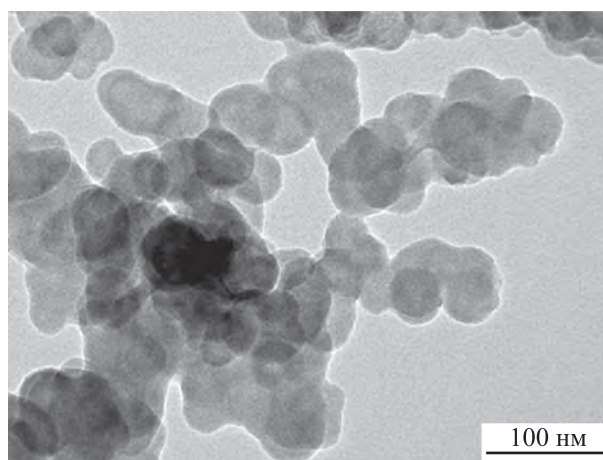
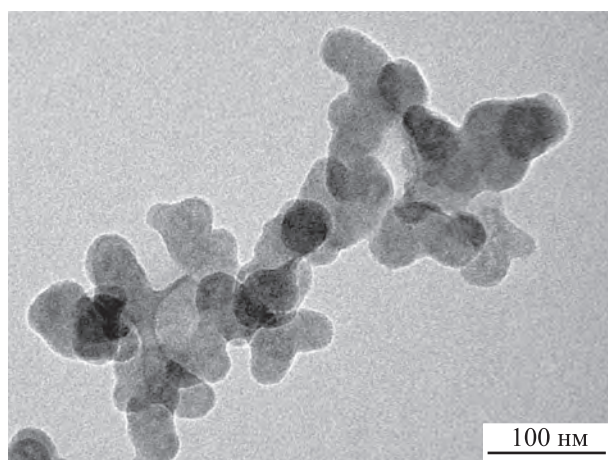
Существует целый ряд методов и инструментов, позволяющих исследовать эти свойства. Попробуем показать, что некоторые из этих методов исследований влияют на определенные свойства частиц, поэтому этот эффект следует учитывать при анализе полученных результатов. В перечень методов исследования DPM входят просвечивающая электронная микроскопия высокого разрешения, поскольку это наноразмерные частицы, рамановская спектроскопия, рентгеновская фотоэлектронная спектроскопия (XPS), термогравиметрия и соответственно термогравиметрический анализ (ТГА), спектроскопия комбинационного рассеяния, инфракрасное преобразование Фурье (FTIR-спектроскопия) и др.

Целями исследования являются изучение, систематизация и анализ свойств твердых частиц, образующихся при сгорании углеводородных топлив в цилиндре быстроходного двигателя, что позволит выработать эффективные механизмы для более полного окисления этих частиц и снижения их концентрации в отработавших газах быстроходных автотракторных дизелей [2–7].

Свойства частиц дизельной сажи

Размер первичных углеродных частиц определяется условиями сгорания топлива в цилиндре, параметрами процесса распыливания, временем нахождения частиц в зоне реакции, химическими свойствами топлива и рядом других параметров. Как показано в работах [1–4], в цилиндре проходят два противоположно направленных процесса: рост углеродных частиц в результате поверхностного осаждения углеводородов и их фрагментация в процессе окисления, благодаря чему размер частицы уменьшается. Поэтому специалисты различают «молодую» сажу и «старые» частицы, соответственно, в процессе образования частица вырастает до определенного размера, а затем ее размер несколько уменьшается по причине окисления и к моменту выхода частицы из зоны реакции ее размер достигает характерных значений.

Размер частиц зависит от времени образования, а точнее, от времени пребывания в зоне преимущественно образования и преимущественного окисления, а также от реакционной способности частицы, обусловленной ее структурой и составом. Так, авторы работы [5] предположили, что по мере созревания молодой



Ансамбли первичных частиц, объединенных в цепочечные структуры
(данные получены с помощью электронного микроскопирования)

сажи соответствующий размер частиц изменялся примерно от 30 до 20 нм.

Таким образом, на характерный размер частиц влияет и такой регулировочный параметр, как угол опережения впрыскивания топлива, а также конструктивные параметры: способ смесеобразования, интенсивность вихреобразования и общее значение коэффициента избытка воздуха, частота вращения коленчатого вала, размеры и форма камеры сгорания и др. [5, 8].

Следует иметь в виду, что существует несколько путей образования DPM в цилиндре двигателя. Большая их часть образуется в процессе горения при благоприятных для этого процесса условиях, часть образуется «напрямую» из несгоревших частиц топлива и моторного масла благодаря так называемому процессу карбонизации.

С помощью электронной микроскопии нами были получены снимки углеродных частиц (см. рисунок), а также проведен анализ по распределению этих частиц по размерам [9–13].

В работе [5] также приведены результаты, сходные как по размерам частиц, так и по распределению их по размерам.

Наноструктура

Важность исследования структуры отдельных DPM обуславливается тем, что, по мнению многих исследователей, наноструктура первичных частиц является ключевым параметром, определяющим их реакционную способность к окислению. В частности в работе [4] установлено, что

частицы с более разупорядоченной структурой обладают повышенной способностью к окислению. Однако некоторые исследования показали, что наноструктура DPM не всегда однозначно коррелирует с окислительной реакционной способностью. Это свидетельствует скорее о том, что наноструктура является не единственным фактором, определяющим соответствующую способность DPM. Немного забежав вперед, скажем, что помимо физических свойств частиц сажи, важными факторами, влияющими на окислительное поведение частиц, также являются химические свойства, такие как содержание функциональных групп C–H, наличие кислородсодержащих функциональных групп, а также коэффициент гибридизации sp^3/sp^2 .

Частицы сажи состоят из агрегированных первичных частиц. С помощью электронной микроскопии легко получить информацию о внешнем виде частиц, однако, опираясь только на эти данные, трудно судить о нюансах наноструктуры частиц, особенно полученных при окислении различных топлив и в различных условиях. Прекурсоры сажи являются материалом для выращивания графенового слоя [14–19]. Инкременты этого материала способствуют расширению графенового слоя, что позволяет полосам частиц иметь большую длину. Наноструктура первичных частиц включает в себя ядро и оболочку. Ядро состоит из графеноподобного углерода и концентрически расположенных углеродистых слоев, на которых сверху располагаются слои так называемого

органического углерода и углеводороды, в том числе ароматические полициклические, обогащенные летучими соединениями, и сульфаты, которые уже не имеют такой четкой структуры, т. е. они не являются в строгом понимании частью процесса графитизации, а присоединяются к уже образовавшейся частице (или оседают на ней), но они достаточно хорошо упорядочены. Это следует иметь в виду, поскольку чем лучше упорядочена наноструктура частицы, тем сложнее она вступает в окислительные реакции.

Функциональные группы на поверхности частиц могут выступать в роли реакционноспособных центров или промежуточных продуктов в процессе реакции окисления для повышения реакционной способности сажи.

Результаты других исследований показали, что метанол / дизельная сажа обладает более неупорядоченной наноструктурой и большим числом высокоактивных алифатических углерод-водородных групп по сравнению с чистой дизельной сажой. Однако не все окисгенированные топлива способны увеличивать степень разупорядоченности наноструктуры частиц сажи (или уменьшать степень графитизации частиц). В исследованиях Ruiz et al. [18] сообщается, что добавление н-бутанола и водного этанола в дизельное топливо не влияет на наноструктуру сажи, но увеличивает концентрацию алифатических и кислородсодержащих групп на поверхности сажи. Zhang H. et al. [19] заметили, что добавление диметоксиметана в дизельное топливо может привести к более равномерной и более высокой степени графитизации частиц сажи. Более того, при одинаковом содержании кислорода кислородсодержащие топлива с разной молекулярной структурой будут приводить к различиям как в физических, так и в химических характеристиках частиц сажи [7, 12].

В то же время некоторыми авторами был замечен интересный факт. В процессе рассмотрения образца с помощью электронного микроскопа через несколько минут в нем начинали

происходить структурные изменения, а именно появлялись диффузные кольца аморфной среды, т. е. образцы как бы увеличивались в размерах, а границы частиц становились размытыми. Авторы объяснили этот факт тем, что электронное облучение микроскопа вызывает неупругое рассеяние, в результате чего образец нагревается, а благодаря тепловому эффекту происходит изменение структуры углеродистого материала. Соответственно, подобный эффект будет иметь место и в цилиндре двигателя. Под действием высокой температуры и давления на поверхности частицы будет происходить разрушение углеводородов и других соединений, содержащих органические молекулы, и начнется процесс испарения «летучих» компонентов. Как было замечено при дальнейшем изучении образцов, поверхность частиц имела тенденцию к переходу от гладкой, образованной так называемым органическим углеродом, к микропористому углероду, образовавшемуся при испарении летучих соединений. Этот эффект радиационного повреждения частиц необходимо учитывать при анализе структуры микрочастиц.

Заключение

Подводя некоторые итоги обзора исследований наноструктуры DPM, следует сказать, что размеры и наноструктура зависят от комплекса факторов, в первую очередь характеристик впрыскивания, смесеобразования и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя и свойств самого топлива. Комбинация различных сочетаний значений этих факторов обуславливает размер первичных частиц, степень их графитизации и упорядоченности наноструктуры. Важнейшее значение имеют локальная температура в зоне образования частиц и время пребывания частицы в той или иной зоне. А наноструктура частиц, соотношение sp^3/sp^2 и поверхностные функциональные группы определяют их реакционную способность при дальнейшем окислении.

Литература

- [1] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001, 592 с.
- [2] Бразовский В.В., Вагнер В.А. Лазерный метод диагностики сгорания топлива. *Горизонты образования*, 2005, № 7, с. 37–60.
- [3] Кузьмин В.А. *Тепловое излучение в двигателях и энергетических установках*. Киров, ООО «Фирма «Полекс», 2004, 231 с.

- [4] Лиханов В.А., Лопарев А.А., Мохнаткин В.Г., Россохин А.В., Рудаков Л.В., Олейник М.А. *Исследование рабочих процессов в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе*. Киров, Вятская ГСХА, 2007, 288 с.
- [5] Звонов В.А., Корнилов Г.С., Козлов А.В., Симонова Е.А. *Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей*. Москва, Изд-во «Прима-Пресс-М», 2005, 312 с.
- [6] Парсаданов И.В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия*. Харьков, Изд-во Харьковского политехнического института, 2003, 244 с.
- [7] Кульчицкий А.Р. К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей. *Двигателестроение*, 2000, № 1, с. 31–38.
- [8] Морозов К.А. *Токсичность автомобильных двигателей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2000, 79 с.
- [9] *Bosch: Системы управления дизельными двигателями*. Москва, Изд-во «За рулем», 2004, 480 с.
- [10] Ерохов В.И., Николаенко А.В. Оценка экологической безопасности современных транспортных средств. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 1, с. 67–73.
- [11] Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля с учетом его полного жизненного цикла. *Автомобильная промышленность*, 2000, № 11, с. 7–12.
- [12] Канило П.М., Соловей В.В., Костенко К.В. Проблемы загрязнения атмосферы городов канцерогенно-мутагенными супертоксинами. *Вестник ХНАДУ*, 2011, вып. 52, с. 47–53.
- [13] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [14] Morishima A., Narushima T., Moriwaki H. et al. Experimental and Numerical Studies on Particulate Matter Formed in Fuel Rich Mixture. *SAE Technical Papers*, 2003, no. 2003-01-3175. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-3175>
- [15] Лач А. *Канцерогенный эффект полициклических ароматических углеводородов*. Лондон, Империял Колледж Пресс, 2005, 225 с.
- [16] Нгандже Т.Н., Абара Э.А., Ибе К.А. и др. Экологическое и токсикологическое воздействие полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) на окружающую среду. *Журнал научных публикаций аспирантов и докторантов*, 2009, № 8, с. 98–102.
- [17] Sakai T., Kashiwakura K. 77 Basic Investigation of Particulate Matter (O-PM) and Polycyclic Aromatic Hydrocarbons Emitted by Two-stroke Mororcycles. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-32-1846, pp. 1–4.
- [18] Ruiz F.A., Cadrazco M., López A.F., Sanchez-Valdepeñas J., Agudelo J.R. Impact of Dual-fuel Combustion with N-Butanol or Hydrous Ethanol on the Oxidation Reactivity and Nanostructure of Diesel Particulate Matter. *Fuel*, 2015, vol. 161, pp. 18–25. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.08.033>
- [19] Zhang H., Pereira O., Legros G., Iojoiu E.E., Galvez M.E., Chen Y., Costa P.D. Structure-reactivity Study of Model and Biodiesel Soot in Model DPF Regeneration Conditions. *Fuel*, 2019, vol. 239, pp. 373–386. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2018.11.050>

References

- [1] Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyy teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh* [Local Heat Transfer in Piston Engines]. Moscow, Bauman Press, 2001, 592 p. (In Russ.).
- [2] Brazovskiy V.V., Vagner V.A. Laser Method for Diagnosing Fuel Combustion. *Gorizonty obrazovaniya*, 2005, no. 7, pp. 37–60 (in Russ.).
- [3] Kuz'min V.A. *Teplovoe izluchenie v dvigatelyakh i energeticheskikh ustanovkakh* [Thermal Radiation in Engines and Power Plants]. Kirov, ООО “Firma “Poleks” publ., 2004, 231 p. (In Russ.).
- [4] Likhanov V.A., Loparev A.A., Mokhnatkin V.G., Rossokhin A.V., Rudakov L.V., Oleynik M.A. *Issledovanie rabochikh protsessov v tsilindre dizelya s turbonadduvom 4ChN 11,0/12,5 pri rabote na prirodnom gaze* [Study of Working Processes in the Cylinder of a Diesel Engine with Turbocharging 4CHN 11.0/12.5 when Operating on Natural Gas]. Kirov, Vyatskaya GSKhA publ., 2007, 288 p. (In Russ.).
- [5] Zvonov V.A., Kornilov G.S., Kozlov A.V., Simonova E.A. *Otsenka i kontrol' vybrosov dispersnykh chastits s otrabotavshimi gazami dizeley* [Evaluation and Control of Emissions of Dispersed Particles with Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, “Prima-Press-M” publ., 2005, 312 p. (In Russ.).
- [6] Parsadanov I.V. *Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya* [Improving the Quality and Competitiveness of Diesel Engines Based on a Comprehensive Fuel and Environmental Criterion]. Kharkov, KhPI publ., 2003, 244 p. (In Russ.).
- [7] Kul'chitskiy A.R. On the Issue of Calculating the Emission of Particles from the Exhaust Gases of Diesel Engines. *Engines Construction*, 2000, no. 1, pp. 31–38 (in Russ.).

- [8] Morozov K.A. *Toksichnost' avtomobil'nykh dvigateley* [Toxicity of Automobile Engines]. Moscow, "Legion-Avtodata" publ., 2000, 79 p. (In Russ.).
- [9] Bosch: *Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami* [Bosch: Diesel Engine Management Systems]. Moscow, "Za rulem" publ., 2004, 480 p. (In Russ.).
- [10] Erokhov V.I., Nikolaenko A.V. Ecological Safety Assessment of Modern Vehicles. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 1, pp. 67–73 (in Russ.).
- [11] Zvonov V.A., Kozlov A.V., Kutenev V.F. Environmental Safety of the Car, Taking into Account its Full Life Cycle. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2000, no. 11, pp. 7–12 (in Russ.).
- [12] Kanilo P.M., Solovey V.V., Kostenko K.V. Problems of Atmosphere Pollution in Cities with Carcinogenic Mutagen Supertoxins. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2011, iss. 52, pp. 47–53 (in Russ.).
- [13] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of Exhaust Gases of Diesel Engines]. Moscow, Bauman Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [14] Morishima A., Narushima T., Moriwaki H. et al. Experimental and Numerical Studies on Particulate Matter Formed in Fuel Rich Mixture. *SAE Technical Papers*, 2003, no. 2003-01-3175. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-3175>
- [15] Lach A. *Kantserogennyi effekt polititsklicheskikh aromatischeskikh uglevodorodov* [Carcinogenic Effect of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons]. London, Imperial Kolledzh Press, 2005, 225 p. (In Russ.).
- [16] Ngandzhe T.N., Abara E.A., Ibe K.A. et al. Ecological and Toxicological Impact of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons (PAH) on the Environment. *Zhurnal nauchnykh publikatsiy aspirantov i doktorantov*, 2009, no. 8, pp. 98–102 (in Russ.).
- [17] Sakai T., Kashiwakura K. 77 Basic Investigation of Particulate Matter (O-PM) and Polycyclic Aromatic Hydrocarbons Emitted by Two-stroke Mororcycles. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-32-1846, pp. 1–4.
- [18] Ruiz F.A., Cadrazco M., López A.F., Sanchez-Valdepeñas J., Agudelo J.R. Impact of Dual-fuel Combustion with N-Butanol or Hydrous Ethanol on the Oxidation Reactivity and Nanostructure of Diesel Particulate Matter. *Fuel*, 2015, vol. 161, pp. 18–25. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.08.033>
- [19] Zhang H., Pereira O., Legros G., Iojoiu E.E., Galvez M.E., Chen Y., Costa P.D. Structure-reactivity Study of Model and Biodiesel Soot in Model DPF Regeneration Conditions. *Fuel*, 2019, vol. 239, pp. 373–386. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2018.11.050>

Материалы поступили в редакцию 01.08.2022

Сведения об авторах

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

Россохин Алексей Валерьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет». E-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

Information about the authors

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

Rossokhin Aleksey Valeryevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of Vyatka State Technical University. E-mail: rossokhin.dvs@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Россохин А.В. Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 64–69. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.64-69>

Citation:

Likhanov V.A., Rossokhin A.V. Physical and Chemical Properties, Morphology, Structure and Reactivity of Soot Particles of Diesel Exhaust Gases. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 64–69 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.64-69>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 620.9, 621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.3.70-96

Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя

А.С. Кулешов, М.В. Гордин, В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, Ф.С. Карпец

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computational Study of the Working Process of a Dual-Fuel Hydrogen Engine

A.S. Kuleshov, M.V. Gordin, V.A. Markov, F.B. Barchenko, F.S. Karpets

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Актуальность статьи обусловлена необходимостью замещения нефтяного дизельного топлива моторными топливами, получаемыми из альтернативных сырьевых ресурсов. В качестве перспективного альтернативного топлива рассмотрен водород. С использованием программного комплекса «Дизель-РК» проведены расчетные исследования влияния подачи водорода на рабочий процесс газодизельного двигателя типа Д-245. Рассчитаны дизельный цикл двигателя и его газодизельный цикл с подачами водорода, равными 5, 10, 20, 40, 60 и 80 % (с учетом разницы теплоты сгорания дизельного топлива и водорода). Максимальный эффективный КПД дизеля достигнут при подаче в камеру сгорания 40 % водорода. В этом случае эффективный КПД дизеля возрос на 7 % по сравнению с КПД дизеля, работающего только на нефтяном дизельном топливе. Перевод дизеля с нефтяного дизельного топлива на топливо с добавкой водорода в количестве 40 % сопровождается снижением удельного выброса углекислого газа на 44 %, дымности отработавших газов — на 53 %, но отмечен рост содержания в отработавших газах оксидов азота на 27 %.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовый двигатель, газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, водород, детонационное сгорание топлива, показатели топливной экономичности, показатели токсичности отработавших газов

The relevance of the article is due to the need to replace petroleum diesel fuel with motor fuels obtained from alternative raw materials. Hydrogen is considered as a promising alternative fuel. Using the Diesel-RK software package, computational studies of the effect of hydrogen supply on the workflow of a D-245 gas-diesel engine were carried out. The diesel cycle of the engine and its gas-diesel cycle with hydrogen supplies equal to 5, 10, 20, 40, 60 and 80 % are calculated (taking into account the difference in the heat of combustion of diesel fuel and hydrogen). The maximum equivalent efficiency of the diesel engine is achieved when 40 % hydrogen is supplied to the combustion chamber. In this case, compared to working only on petroleum diesel fuel, the effective efficiency of diesel increased by 6.7 %. The transition of diesel engines from petroleum diesel fuel to work with the addition of hydrogen in an amount of 40 % is accompanied by a decrease in the specific emission of carbon dioxide by 44 %, the smokiness of exhaust gases by 53 %. However, an increase in the content of nitrogen oxides in exhaust gases by 27 % was noted.

Keywords: internal combustion engines, gas engine, gas-diesel engine, petroleum diesel fuel, hydrogen, detonation combustion of fuel, fuel efficiency indicators, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Обостряющиеся экологические проблемы и вызванный этими проблемами постепенный переход от ископаемых энергетических ресурсов к альтернативным источникам энергии приво-

дят к изменению структуры потребления первичных энергетических ресурсов. Применительно к транспортным энергетическим установкам приоритетным становится использование безуглеродных и низкоуглеродных моторных топ-

лив [1–3]. Их более широкое применение в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) будет способствовать решению проблемы декарбонизации энергетики и снижения выбросов в атмосферу основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа). Страны Европейского Союза в большей степени ориентированы на использование на транспорте полностью безуглеродного топлива. В частности, в силовых установках транспортных средств применяются четыре технологии с нулевым или низким уровнем выбросов парниковых газов: электро-мобили на аккумуляторах (BEVs — Battery Electric Vehicles), электро-мобили на водородных топливных элементах (FCEVs — Fuel Cell Electric Vehicles), водородные ДВС (H₂-ICE — H₂ Internal Combustion Engine) и ДВС на биотопливе или синтетическом топливе [3–7].

Современные технологии аккумулирования энергии с применением водородных технологий оказываются более выгодными по сравнению с использованием аккумуляторных батарей. Так, в кислотных аккумуляторах удельная запасаемая энергия находится на уровне 0,1...0,2 МДж/кг, в баллонах со сжатым до 20 МПа водородом — около 1,4 МДж/кг, в системах хранения водорода в металлгидридах — 2...10 МДж/кг [8–10].

В свободном виде водород на Земле практически отсутствует, поэтому его требуется производить. Из всех промышленных способов производства водорода, представленных на рис. 1, наиболее известен электролиз воды [10, 11].

Заметим, что себестоимость производства водорода из воды (различные виды электролиза) в 3–6 раз выше себестоимости получения водорода из природного газа. Однако при наличии избытков «чистой» энергии (в атомной энергетике, при использовании ветро- и солнечных электростанций) КПД электролизного производства водорода может достигать 25 % в полном цикле, и в этом случае использование водорода в качестве энергоносителя можно считать оправданным.

Проведенный анализ подтверждает перспективность использования водорода в качестве моторного топлива. Накопленный научно-технический опыт использования водорода в качестве топлива для ДВС, а также известные исследования и разработки показывают, что водород и водородосодержащие газы вполне совместимы с существующей базовой конструкцией поршневого ДВС [11–20]. Вместе с тем использование водорода в качестве топлива для ДВС осложнено рядом проблем, обусловленных его специфическими свойствами как моторного топлива.

При сжигании водорода процесс сгорания и явление детонации в двигателе существенно отличаются от процессов, происходящих при сгорании углеводородных топлив [7, 10, 11]. Очень малый период задержки воспламенения стехиометрической и близкой к ней смеси «водород — воздух» и высокая скорость сгорания создают проблемы «жесткого» сгорания, дето-

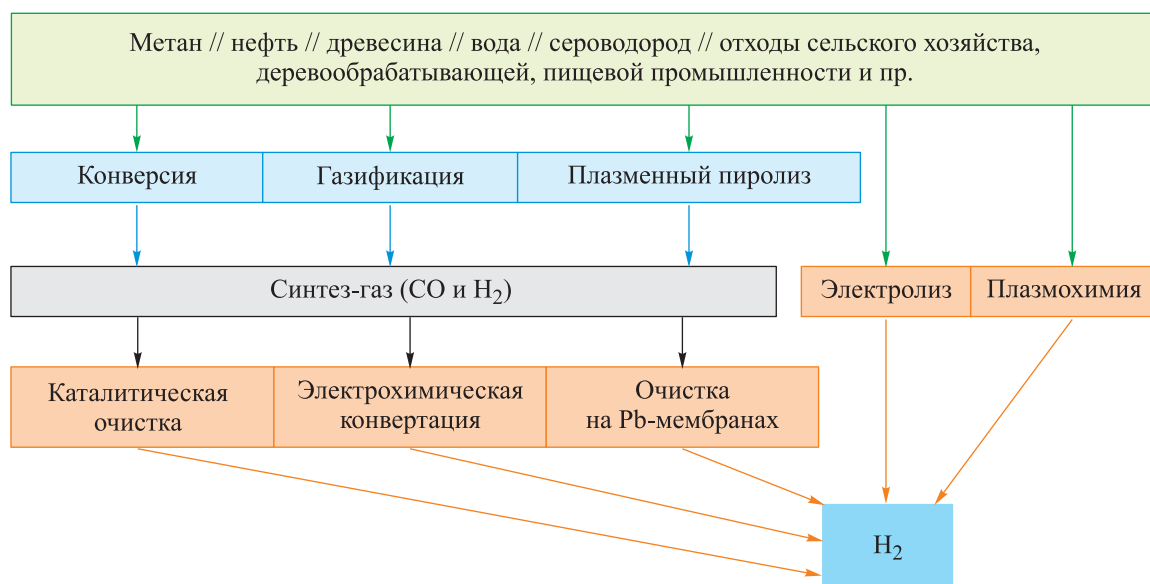


Рис. 1. Промышленные способы получения водорода

нации и обратных вспышек во впускном тракте двигателя [21–24]. Эти особенности использования водорода в качестве моторного топлива обусловлены существенными различиями физико-химических свойств водорода и нефтяных топлив (табл. 1) [3, 7].

Заметим, что скорость нарастания давления в водородном двигателе, работающем на стехиометрической и близкой к ней смесях, примерно в 3 раза выше по сравнению со скоростью при сгорании бензиновоздушных смесей. Однако при работе на бедных и очень бедных смесях водорода с воздухом скорость их сгорания существенно снижается, что обеспечивает нормальную работу двигателя [10, 25, 26]. Обеднение топливной смеси достигается путем увеличения коэффициента избытка воздуха, например в диапазоне от 1 до 2. Эффективными методами снижения жесткости сгорания водородно-воздушных смесей служат увеличение влажности

рабочей смеси и организация рециркуляции отработавших газов (ОГ) [10, 24, 26].

По низшей массовой теплоте сгорания водород превосходит традиционные нефтяные углеводородные топлива в 2,5–3,0 раза. Однако при этом по удельной объемной теплоте сгорания его смеси с воздухом уступают большинству жидких и газообразных топлив. Объемное стехиометрическое отношение смеси «водород — воздух» составляет 2,38 (для природного газа — 9,8). Поэтому для получения одинакового объема и состава горючей смеси «топливо — воздух» потребуется значительно больший объемный расход водорода, чем традиционных газомоторных топлив. В связи с этим при переводе с углеводородного топлива на водород при прочих равных условиях литровая мощность ДВС снижается.

Водородно-воздушные смеси обладают очень широким диапазоном концентрационных пределов воспламенения, что позволяет при

Таблица 1. Физико-химические и моторные свойства водорода, пропана, бензина и дизельного топлива

Показатели	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, °С	–252,8	–42,0	40–200	180–360
Плотность при $t = 20$ °С и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	2,02	720–750	800–850
Низшая теплота сгорания:				
МДж/кг	119,9	46,4	44,0	42,5
МДж/м ³	10,8	91,3	—	—
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания стехиометрической смеси:				
м ³ /м ³	2,38	23,8	—	—
кг/кг	34,5	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, °С	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, ед.	70	100	80–100	—
<i>Примечание.</i> Для автомобильного бензина и дизельного топлива приведены показатели для топлив среднего состава.				

любых изменениях нагрузки применять качественное регулирование. Весьма малое значение нижнего концентрационного предела воспламенения обеспечивает работу водородного двигателя на всех нагрузочных режимах в широком диапазоне составов смеси. При качественном регулировании это позволяет сохранить или улучшить КПД двигателя на частичных нагрузках.

Большой интерес к использованию водорода в качестве моторного топлива обусловлен, в первую очередь, необходимостью снижения выбросов токсичных компонентов с ОГ ДВС (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов, сажи и твердых частиц), а также выбросов основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа). При сжигании водорода в ДВС удается кардинально уменьшить выбросы продуктов неполного сгорания топлива и углекислого газа [10, 26–29].

Возможна различная организация работы водородного двигателя — он может работать только на водородном топливе или на его смесях с другими видами топлив: природным газом, аммиаком и газообразным топливом других видов [30–32]. Еще одним направлением использования водорода является его небольшая добавка к рабочей смеси дизельного топлива (ДТ) или бензина с воздухом, интенсифицирующая процесс сгорания указанных смесей [10, 33–37]. Важным аспектом организации работы ДВС на водороде является способ его подачи в камеру сгорания (КС) двигателя. Для подачи водорода в КС применяют следующие способы: его подачу при помощи модифицированного карбюратора; впрыск во впускной трубопровод; распределенный фазированный впрыск под низким давлением на такте впуска в зону клапана; непосредственный впрыск в КС под высоким давлением [38–42]. Как отмечено выше, чтобы обеспечить приемлемый с точки зрения динамики процесс сгорания, первый и второй способы следует применять только при работе с частичной рециркуляцией охлажденных ОГ, а также с помощью присадки к водородно-воздушной смеси так называемых ингибиторов горения (воды, углекислого газа и др.). При организации работы двигателя одновременно на двух топливах он должен быть оснащен двойной системой топливоподачи [43, 44].

Поскольку водород отличается от нефтяного ДТ худшей воспламеняемостью в условиях

КС дизеля — более высокой температурой самовоспламенения и низким цетановым числом (см. табл. 1), необходимо организовать его воспламенение либо от постороннего источника энергии — искры зажигания, либо от теплоты сгорания ДТ (или другого высокоцетанового топлива) [10, 33, 45, 46]. Более предпочтительным является воспламенение водорода от теплоты сгорания запального ДТ, поскольку воспламенение от искры зажигания не всегда обеспечивает требуемую энергетiku воспламенения, особенно на нефорсированных режимах, отличающихся пониженной температурой рабочей смеси.

Наиболее простым и эффективным способом организации рабочего процесса ДВС, использующего в качестве топлива водород, представляется реализация двухтопливной работы двигателя. При этом основным топливом является нефтяное ДТ, а водород используется как экологическая добавка к основному топливу. Такая организация рабочего процесса позволяет решить проблему воспламенения водорода и его сгорания с приемлемыми показателями динамики сгорания и с улучшенными показателями токсичности ОГ. Однако при этом возникает задача оптимизации соотношения подач нефтяного ДТ и водорода. Целью работы служит расчетное исследование влияния количества водорода, подаваемого в КС такого газодизельного двигателя, на его экологические и эффективные показатели. Указанное исследование проведено расчетным путем с использованием программного комплекса (ПК) «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым и предназначенного для термодинамического расчета и оптимизации рабочих процессов ДВС [47–49].

Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран дизель типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) с исходной мощностью $N_e = 84$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин⁻¹. Этот двигатель с турбонаддувом (без охлаждения наддувочного воздуха) имеет степень сжатия $\epsilon = 15$, чугунную головку цилиндра и алюминиевый поршень с глубокой КС типа ЦНИДИ (центральный научно-исследовательский дизельный институт). Параметры этой КС обозначены на рис. 2:

- глубина КС $h_c = 28,6$ мм;
- внешний диаметр КС $d_c = 38$ мм;

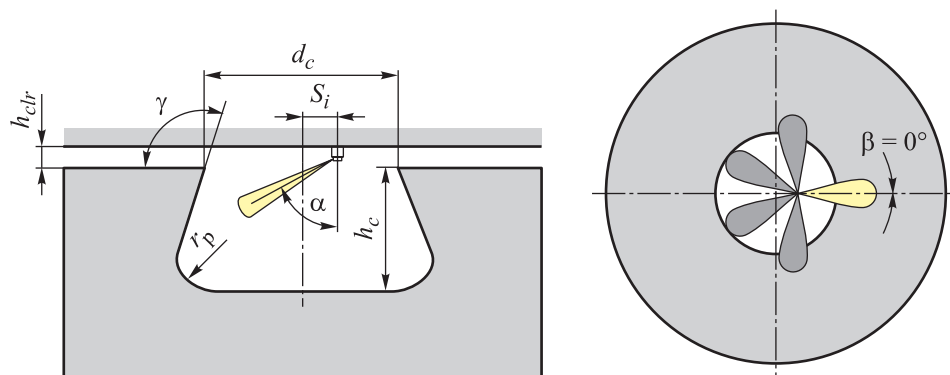


Рис. 2. Форма и размеры КС двигателя типа Д-245

Таблица 2. Расположение распыляющих отверстий форсунки дизеля типа Д-245

Номер отверстия	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя α , град	Угловое расположение отверстия относительно штифта β , град
1	48,5	0
2	61,3	94,5
3	72,0	153,2
4	72,0	-153,2
5	61,3	-94,6

- угол наклона образующей стенки КС к плоскости (днищу) поршня $\gamma = 120^\circ$;
- радиус скругления на периферии $r_p = 9$ мм;
- надпоршневой зазор $h_{cr} = 1$ мм;
- смещение оси форсунки относительно оси цилиндра $s_i = 10$ мм;
- угол наклона оси струи топлива относительно оси распылителя α (табл. 2);
- угловое расположение струй топлива относительно штифта распылителя β (табл. 2).

Параметры распылителя форсунки дизеля типа Д-245 имеют следующие значения:

- диаметр распыляющих отверстий $d_p = 0,34$ мм;
- число распыляющих отверстий $i_p = 5$;
- максимальный ход иглы $h_{i \max} = 0,32$ мм;
- суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_p f_p = 0,27$ мм².

Значения $\mu_p f_p$ даны при максимальном подъеме иглы форсунки $h_{i \max} = 0,32$ мм; указаны средние для комплекта распылителей значения h_i и $\mu_p f_p$.

При расчетах в ПК «Дизель-РК» за топливную систему А принята штатная система впрыска ДТ (рис. 3, а). В связи с тем что рас-

сматриваемый двигатель практически не имеет перекрытия клапанов, была принята схема питания его водородом с подачей газа во впускной коллектор. Система подачи водорода обозначена как система В (рис. 3, б). Давление водорода в магистрали его подачи в клапанные каналы задавали на 0,1 МПа выше, чем давление наддува. При этом максимальный расход газа рассчитан исходя из геометрии проточной части клапана и

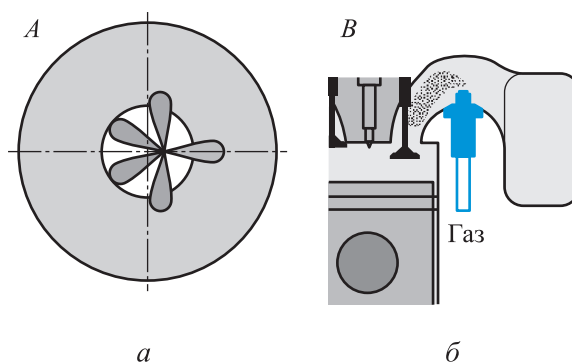


Рис. 3. Система подачи нефтяного ДТ в цилиндр газодизеля типа Д-245, формирующая струи распыляемого топлива (а), и система подачи водорода во впускную систему двигателя (б)

Таблица 3. Характеристики дизеля при различных долях подаваемого водорода

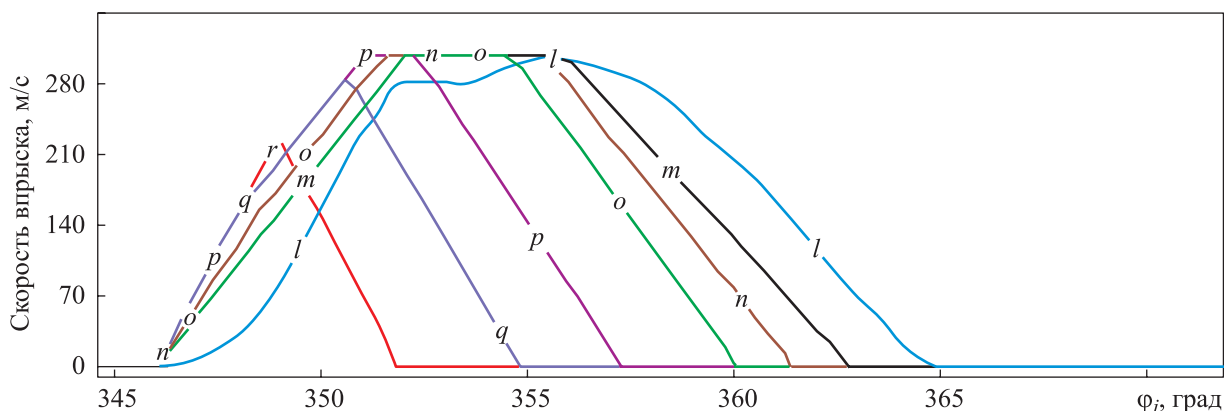
Порядковый номер расчета	Параметры			
	Цикловая подача водорода $g_{\text{газ}}$, г	Доля подаваемого водорода, %	Цикловая подача дизельного топлива $g_{\text{дт}}$, г	Доля подаваемого ДТ, %
1	0	0	0,0661	100
2	0,00117	5	0,0628	95
3	0,00234	10	0,0595	90
4	0,00468	20	0,0529	80
5	0,00936	40	0,0397	60
6	0,01405	60	0,0264	40
7	0,01873	80	0,0132	20

Примечание. Во всех расчетах низшая теплота сгорания водорода $H_{U_{\text{газ}}} = 120$ МДж/кг; низшая теплота сгорания дизельного топлива $H_{U_{\text{дт}}} = 42,5$ МДж/кг; общая энергия сжигаемого топлива $E_{\text{газ+дт}} = 2,809$ кДж.

перепада давлений в нем. Форма характеристики подачи водорода от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) принята трапецевидной. За начало подачи газа принято положение 300° ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ), цикловые подачи нефтяного ДТ и водорода представлены в табл. 3.

Таким образом, в работе предполагается, что подача нефтяного ДТ осуществляется штатной топливной системой, а подача водорода в газовой фазе осуществляется во впускную систему после турбокомпрессора. Цикловые подачи дизельного топлива $g_{\text{дт}}$ и водорода $g_{\text{газ}}$ для исследованных режимов рассчитаны с учетом теплотворной способности ДТ и водорода и представлены в табл. 3. Характеристики впрыска нефтяного ДТ показаны на рис. 4.

Поскольку при частичном замещении нефтяного ДТ водородом отмечается значительное увеличение максимального давления и температуры сгорания даже при сохранении общей теплотворной способности используемых топлив при переводе этого дизеля на двухтопливную работу (нефтяное ДТ и водород), исходная степень сжатия $\epsilon = 15$ снижена до $\epsilon = 8$. Угол опережения впрыска топлива сокращен с $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ до $\theta = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ. Кроме того, дизель был дефорсирован до частоты вращения $n = 2200$ мин $^{-1}$ и, соответственно, до $N_e = 77$ кВт. Доля подаваемого в КС водорода в общей подаче топлива составляет 5, 10, 20, 40, 60 и 80 % (с учетом разницы теплоты сгорания ДТ и водорода).

Рис. 4. Характеристики впрыска ДТ на режиме полной мощности $N_e = 77$ кВт

при разных цикловых подачах водорода:

- l — расчет № 1: 100 % ДТ; — m — расчет № 2: 5 % H_2 ; — n — расчет № 3: 10 % H_2 ; — o — расчет № 4: 20 % H_2 ;
— p — расчет № 5: 40 % H_2 ; — q — расчет № 6: 60 % H_2 ; — r — расчет № 7: 80 % H_2

Математические модели, использованные при расчетных исследованиях рабочего процесса газодизельного двигателя

В ПК «Дизель-РК» реализовано несколько современных математических моделей, позволяющих моделировать как традиционные двигатели, так и перспективные, включая многотопливные. К таким математическим моделям ПК «Дизель-РК» можно отнести: многозонная модель процессов смесеобразования и сгорания в дизеле, трехзонная модель сгорания в газодизеле, несколько моделей теплообмена, одномерная модель газообмена, модель двухступенчатого турбонаддува с охлаждением надвучного воздуха, модель расчета эмиссии оксидов азота NO_x с использованием детального кинетического механизма, модель расчета эмиссии сажи и твердых частиц, модель учета системы рециркуляции ОГ и др. [49–52].

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используется РК-модель, в основе которой лежит расчетный метод, предложенный в начале 1990-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым и в дальнейшем доработанный профессором А.С. Кулешовым. РК-модель учитывает особенности характеристики впрыска, включая многофазный впрыск, мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме КС, динамику развития топливных струй. По своей идеологии РК-модель близка к модели, разработанной профессором Х. Хироясу [52], хотя имеет существенные отличия, связанные главным образом с более детальным рассмотрением взаимодействия топливных струй со стенками КС и между собой.

При расчете процесса распыливания топлива и смесеобразования выделяют два участка развития струи: начальный участок пульсирующего порционного развития и основной участок кумулятивного развития. В процессе движения струи находят доли топлива, попавшего в характерные зоны с разными условиями испарения и горения, включая пристеночные зоны на стенке КС, на стенке камеры в поршне, на зеркале и крышке цилиндра. Траектории движения свободных струй, а также движение образованных ими пристеночных потоков рассчитывают с учетом переносного воздействия тангенциального вихря, задаваемого вихревым числом H , а также с учетом углов встречи свободных струй со стенками КС.

В период топливоподачи и развития топливных струй скорость сгорания лимитируется главным образом скоростью испарения топлива. В свободно развивающейся струе зонами интенсивного теплообмена и испарения распыленного топлива служат передний фронт и оболочка струи (рис. 5). В высокоскоростном и плотном осевом потоке прогрев и испарение капель незначительны. При набегании струи на стенку скорость испарения топлива, скопившегося в переднем фронте, резко снижается до минимума в момент завершения укладки фронта на стенку КС. Это вызвано более низкой по сравнению с температурой газового заряда температурой стенки, уменьшением обдува капель, уплотнением капельно-газовой смеси на стенке, слиянием и перемешиванием авангардных капель с подлетающими к стенке КС более холодными каплями.

После укладки фронта на стенку КС двухфазная смесь начинает растекаться по стенке за пределы конуса струи. Скорость испарения топлива в пристеночной зоне увеличивается, хотя и остается меньшей, чем в объеме КС. При растекании по стенке КС в поршне часть топлива может проникнуть в надпоршневой зазор, попасть на крышку и стенки цилиндра. Скорость испарения топлива, поступившего в каждую из названных зон интенсивного теплообмена, равна сумме скоростей испарения отдельных капель. Испарение каждой капли до и после воспламенения топлива подчиняется закону Срезневского. Топливная аппаратура форсированных дизелей обеспечивает довольно однородное распыливание топлива, особенно на основном участке впрыскивания. Поэтому расчет испарения топлива можно проводить по капле среднего диаметра по Заутеру d_{32} .

Представленное описание ПК «Дизель-РК» и примеры расчета показателей дизелей различного назначения [47–52] подтверждают возможность его использования для моделирования рабочего процесса дизеля, работающего на нефтяном ДТ и на альтернативных топливах.

Многозонная модель смесеобразования и сгорания дизельной струи подробно описана в [47–52]. Используемая в данной работе трехзонная модель сгорания газа в газодизеле — это новая разработка. При использовании трехзонной модели, объем цилиндра разбивается на три характерные зоны (рис. 6):

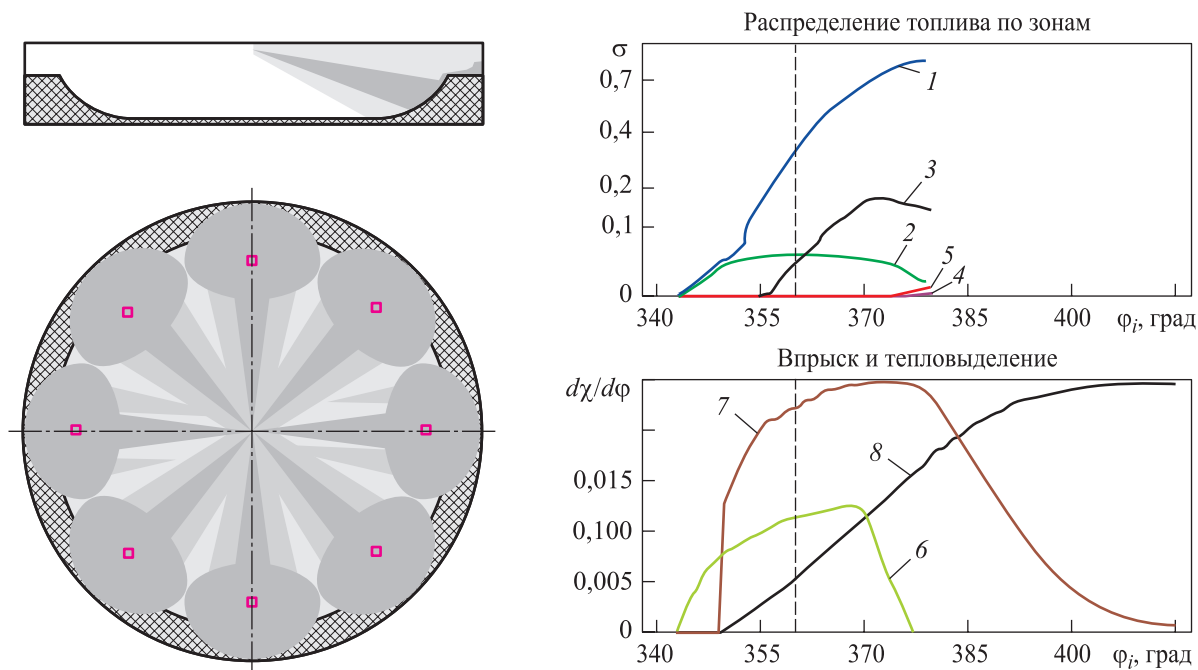


Рис. 5. Визуализация и характеристики процессов смесеобразования и сгорания топлива в КС дизеля в ПК «Дизель-РК»:

1–5 — распределение топлива по зонам струи; 6–8 — характеристики впрыскивания и тепловыделения по углу ПКВ (ϕ_i); 1 — разреженная оболочка струи и пристеночного потока; 2 — ядро свободной струи; 3 — ядро пристеночного потока; 4 — топливо, осевшее на крышке цилиндра; 5 — топливо, попавшее на зеркало цилиндра; 6 — характеристика впрыскивания U_0 ; 7 — характеристика тепловыделения $d\chi/d\phi$; 8 — интегральная характеристика тепловыделения χ

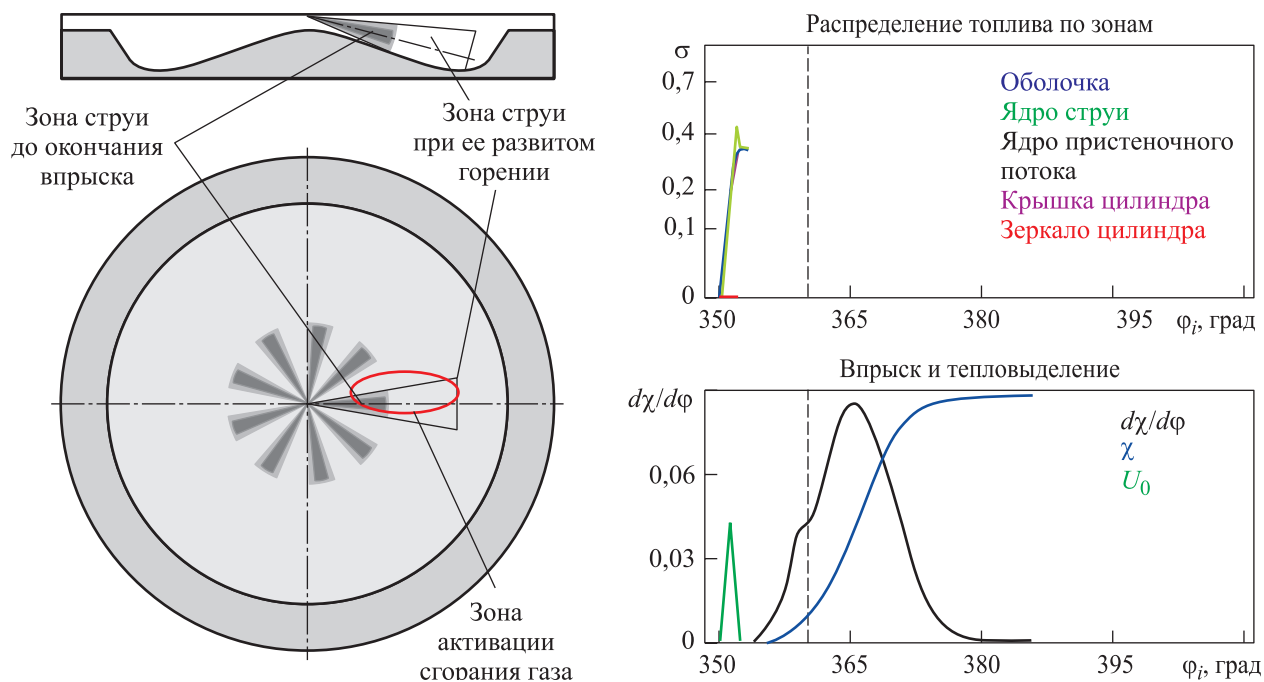


Рис. 6. Схема трехзонной модели сгорания газа в газодизеле, полученная с помощью ПК «Дизель-РК»

1) зону струи до окончания впрыска: объем, занимаемый развивающимися и горящими струями запального (дизельного) топлива;

2) зону струи при ее развитии горении: остальной объем цилиндра (исключая зоны струй), в котором происходит сгорание гомогенной смеси воздуха, остаточных продуктов сгорания ДТ и водорода;

3) зону активации сгорания газа, в которой происходит разогрев рабочего тела до состояния, в результате которого начинается устойчивое горение в основной зоне.

Ниже приведено описание основных принципов расчета параметров каждой из трех характерных зон.

Зона струи до окончания впрыска имеет коническую форму и переменный объем, вычисляемый шаг за шагом по геометрическим размерам развивающейся дизельной струи. Геометрические параметры струи запального дизельного топлива и скорость сгорания (тепловыделения) ДТ в ней рассчитывают в рамках РК-модели, реализованной в ПК «Дизель-РК». Период задержки самовоспламенения ДТ τ_i оценивают по модифицированной формуле Толстова или путем пошагового накопления интеграла Ливенгуда — Ву [52] с определением мгновенной задержки самовоспламенения $\tau_{i,T} = f(p, T, \alpha, BGF)$ как функции давления p и температуры T рабочей смеси в КС, коэффициента избытка воздуха α и массовой доли продуктов сгорания BGF (Burnt Gas Fraction) путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций в программе CHEMKIN.

В последнем случае для ДТ используется допущение $\alpha = 1$, поскольку предполагается, что наиболее быстро реакции идут в стехиометрической зоне вокруг испаряющихся капель. Если до вспышки все капли в струе успевают полностью испариться, то коэффициент избытка воздуха α после этого принимают равным его среднему значению по цилиндру. В данном исследовании расчет задержки самовоспламенения проводили на основании значения интеграла Ливенгуда — Ву.

В качестве данных для расчета в CHEMKIN используют кинетический механизм LLNL-MI-536391 (n-heptane mechanism ver. 3.1 2012-03-30) [53], который при традиционной организации рабочего процесса в дизеле дает результат, близкий к полученному по формуле Толстова:

$$\tau_i = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n) \left(\frac{T}{p} \right)^m \times \exp \left(\frac{E_a}{8,312 T} \right) C_c C_T, \quad (1)$$

где τ_i — период задержки воспламенения, с; n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; T — температура, К; p — давление, МПа; показатель степени определяется как $m = 0,64 \dots 0,035 p$, или приближенно $m = 0,5$; $E_a = 22,3$ кДж/моль — условная энергия активации предпламенных реакций; C_c — коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания BGF (остаточных газов); C_T — коэффициент, учитывающий динамику изменения температуры во время периода задержки [54].

Струя нефтяного ДТ впрыскивается очень быстро и до интенсивного своего горения (когда доля выделившейся теплоты от сгорания ДТ приблизится к $\chi \approx 0,5$) она успевает занять довольно большой объем КС. Для экстраполяции дальнобойности струи после окончания впрыска применяют упрощенную формулу Кио [54]. Угол раскрытия струи оценивается по критериальным уравнениям Лышевского [54], учитывающим свойства топлива, давление впрыска, диаметр распыливающих отверстий и параметры окружающей среды. Благодаря интенсификации процессов перемешивания при сгорании объем зоны горячей струи ДТ превышает объем конуса негорящей струи. Степень увеличения объема струи рассчитывают по эмпирическому уравнению, учитывающему объем всей КС и давление впрыска. Температуру в зоне горения ДТ находят из системы уравнений баланса массы, энергии, концентрации и состояния [52] с учетом выгорания водорода, находящегося в зоне струй. Предполагают, что водород гомогенно распределен в заряде цилиндра и масса водорода, который выгорит в зоне струй, определяется долей объема струй в объеме всего цилиндра. Анализ опубликованных экспериментальных данных показывает, что водород в зоне струй выгорает достаточно быстро. Для расчета скорости тепловыделения этого газа можно использовать аппроксимацию тепловыделения χ по Вибе:

$$\chi = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v + 1} \right],$$

где φ — текущий угол ПКВ (началу сгорания соответствует $\varphi = 0$); φ_z — продолжительность сгорания, град ПКВ; m_v — показатель диффузионного сгорания.

Зона струи при ее развитии горении содержит гомогенную смесь воздуха, капель ДТ, водорода и остаточных газов. Параметры в ней рассчитывают по той же системе уравнений баланса массы, энергии, концентрации и состояния [52]. Скорость тепловыделения в этой зоне находят по аппроксимации И.И. Вибе для цикловой массы водорода за вычетом массы выгорающей в зоне запальной струи. Показатель сгорания для этой зоны принят постоянным $m_{v,mz} = 1$. Продолжительность сгорания $\varphi_{z,mz}$ в основной зоне сильно зависит от коэффициента избытка воздуха по газу α_{gas} и температуры в момент начала подачи запального топлива T_n . Путем анализа экспериментальных данных разных авторов [55–57] удалось получить эмпирическое уравнение

$$\varphi_{z,mz} = \left[22,961 \cdot \ln \alpha_{gas} + \frac{6,5985}{\alpha_{gas}} - 0,18823 \alpha_{gas} \right] \times (2) \times (1,4517 - 0,0007 T_n).$$

Для оценки момента начала сгорания водорода в основной зоне в цилиндре выделяют специальную зону активации сгорания газа.

Зона активации сгорания газа (см. рис. 6) расположена внутри зоны струи нефтяного ДТ и имеет постоянный объем, примерно равный $0,01 D_{cyl}^3$. Коэффициент пропорциональности 0,01 служит для идентификации математической модели воспламенения водорода в основной зоне. Температуру и BGF (состав смеси) в зоне активации рассчитывают по уравнениям аддитивности, куда входят температуры, теплоемкости, объемы и плотности основной зоны и зоны запальной струи. Таким образом, чем больше зона активации, тем медленнее в ней нарастает температура, тем позже начнется сгорание в основной зоне. Момент воспламенения водорода в основной зоне можно оценивать по достижению в зоне активации некой наперед заданной температуры $T_{activ} \approx 1100$ К либо путем накопления интеграла Ливенгуда — Ву (LW) по текущим параметрам зоны активации. Считается, что воспламенение наступает, когда LW станет равным единице:

$$LW = \int_0^{\tau_i} \frac{d\tau}{\tau_{iT}}, \quad (3)$$

где $d\tau$ — расчетный шаг по времени, с; τ_i — период задержки самовоспламенения, с; τ_{iT} — теоретический период задержки самовоспламенения (зависящий от мгновенных значений параметров газа в зоне активации: $p, T_{act}, \alpha_{act}, BGF_{act}$), с.

На каждом расчетном шаге τ_{iT} определяется путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций с помощью программы CHEMKIN. Для водородно-воздушных смесей используют механизм LLNL_v1_ab [58]. Как только в зоне активации регистрируется выполнение условия воспламенения водорода, так сразу начинается учет тепловыделения от сгорания газа в основной зоне. В процессе выгорания водорода основная зона теряет объем и массу рабочего тела: прореагировавшая смесь переносится из этой зоны в зону продуктов сгорания, которая вырастает из первоначальной зоны запальной струи. В процессе расчета сгорания учитывается эффект расширения зоны сгорания и «поджатия» основной зоны (несгоревшего заряда) путем итерационного уточнения приращения объема зон для достижения равенства давлений в этих зонах. Процесс разделения на зоны продолжается до тех пор, пока основная зона не станет меньше 1...2 % текущего объема цилиндра.

Расчет детонации начинается с самого начала процесса, когда сгорание еще не началось даже в зоне струи нефтяного ДТ. По параметрам заряда в основной зоне $p, T_{mz}, \alpha_{gas}, BGF_{mz}$ рассчитывают интеграл Ливенгуда — Ву (3) с тем, чтобы оценить готовность смеси к самовоспламенению, по которой затем оценивают склонность к детонации. Такой подход к расчету детонации (модель детонации заряда — Shell knock model) предложен фирмой Ricardo в 1997 г. [52] применительно к бензиновым двигателям с искровым зажиганием.

В данном исследовании двухтопливного дизеля теоретический период задержки самовоспламенения τ_{iT} в основной зоне определяется на каждом расчетном шаге путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций (в программе CHEMKIN). Для водородно-воздушных смесей используется механизм LLNL_v1_ab [58]. Из-за высокой детонационной

активности смеси водорода и воздуха оценка готовности этой смеси к детонации только по значению интеграла LW неудобна, так как в зависимости от условий в процессе сгорания он может изменяться в очень широких пределах. Поэтому в данной работе предложено использовать показатель готовности заряда к детонации LW_{knock} , который определяется следующим образом. Если газозвушная смесь бедная, степень сжатия невелика, то интеграл LW в основной

зоне нарастает медленно и к концу выгорания свежего заряда его значение не достигает единицы (рис. 7). В этом случае считают, что условий для детонации нет, сгорание — бездетонационное и $LW_{knock} = LW_z$. По мере обогащения водородно-воздушной смеси скорость сгорания и склонность к детонации нарастают, при этом значение интеграла LW может достигать единицы до окончания выгорания водорода в основной зоне (рис. 8).

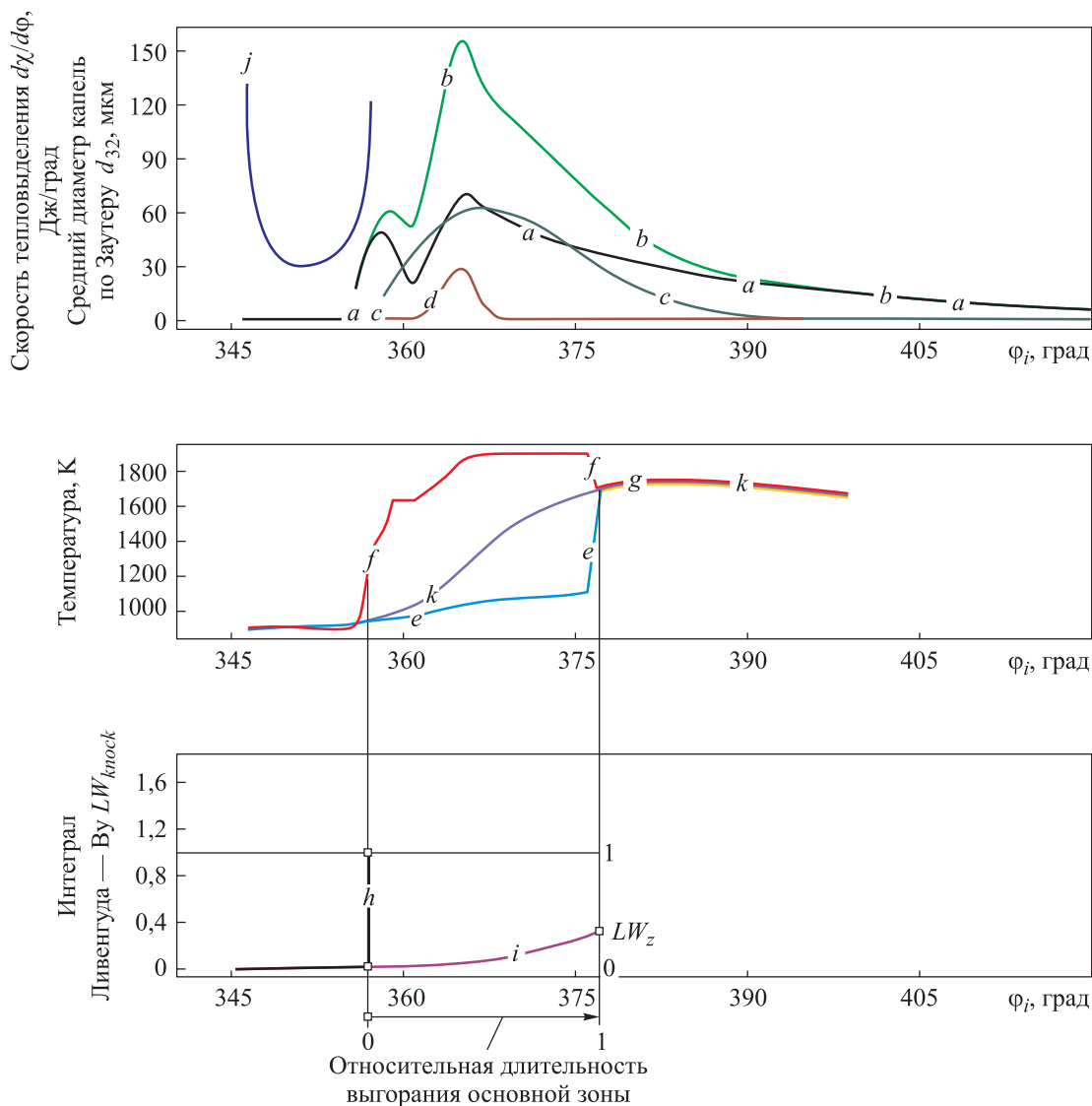


Рис. 7. Параметры сгорания в дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности (доля водорода 40 %, $\varepsilon = 8$, $\alpha_{gas} = 5,72$, угол опережения впрыска нефтяного ДТ $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ):
 — a — скорость тепловыделения при сгорании ДТ; — b — общая скорость тепловыделения; — c — скорость тепловыделения при сгорании водорода в основной зоне; — d — скорость тепловыделения при сгорании водорода в струе ДТ; — j — средний диаметр капель по Заутеру; — e — зона свежего заряда (зона несгоревшего заряда, или основная зона); — f — зона продуктов сгорания (зона ОГ); — g — зона активации; — k — средняя по цилиндру; — h — интеграл Ливенгуда — Bu в активной зоне поджига водорода; — i — интеграл Ливенгуда — Bu в зоне несгоревшего водорода

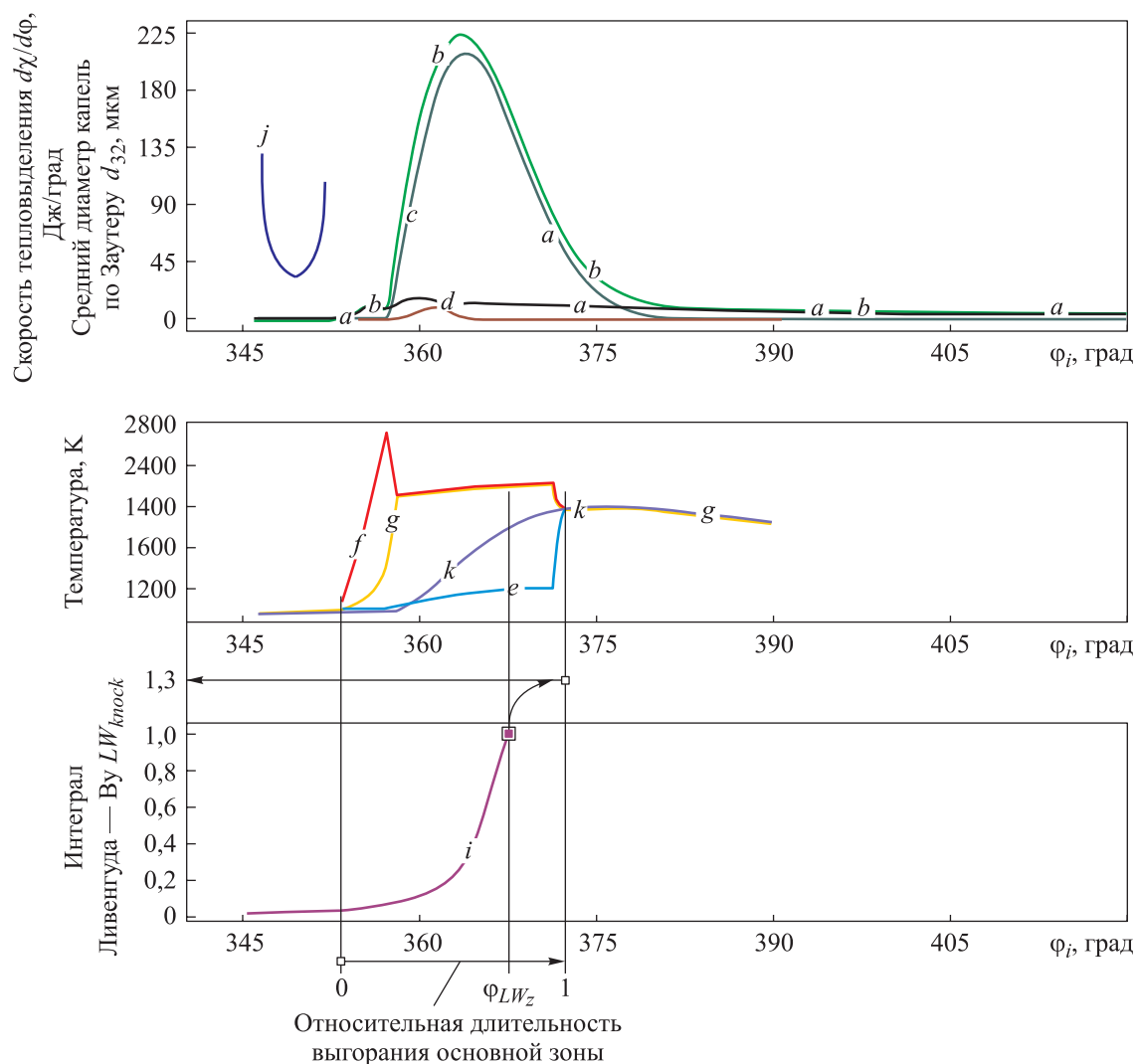


Рис. 8. Параметры сгорания в дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности (доля водорода 80 %, $\epsilon = 8$, $\alpha_{gas} = 2,68$, угол опережения впрыска ДТ $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ):
 — a — скорость тепловыделения при сгорании ДТ; — b — общая скорость тепловыделения;
 — c — скорость тепловыделения при сгорании водорода в основной зоне; — d — скорость тепловыделения при сгорании водорода в струе ДТ; — j — средний диаметр капель по Заутеру; — e — зона свежего заряда (зона несгоревшего заряда, или основная зона); — f — зона продуктов сгорания (зона ОГ); — g — зона активации; — k — средняя по цилиндру; — i — интеграл Ливенгуда — Бу в зоне несгоревшего водорода

На рис. 8 момент достижения $LW = 1$ в шкале относительной длительности выгорания водорода в основной зоне обозначен как ϕ_{LWz} . Для условия $\phi_{LWz} < 1$ показатель готовности заряда к детонации вычисляется как $LW_{knock} = 2 - \phi_{LWz}$ (где ϕ_{LWz} — относительная длительность выгорания водорода).

Таким образом, показатель готовности заряда к детонации описывает количественную

и качественную склонность смеси в цилиндре к детонации:

- если $LW_{knock} < 1$, то детонации не возникает;
- если $1 < LW_{knock} < 2$, то детонация возникает в процессе горения водорода;
- если $2 < LW_{knock}$, то детонация возникает еще до начала сгорания.

Идентификация модели детонации осуществляется путем уточнения коэффициента

k_{knock} в формуле, которая используется для расчета интеграла LW при моделировании этого процесса:

$$LW = \int_0^{\tau_i} \frac{d\tau}{k_{knock} \tau_{iT}}. \quad (4)$$

В данном исследовании после анализа экспериментальных данных [55] было принято $k_{knock} = 1,7$.

Расчетные исследования рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя

В работе исследован рабочий процесс двухтопливного водородного двигателя типа Д-245 на номинальном режиме. На этом режиме при $\epsilon = 8$ двигатель развивает мощность $N_e = 63,8$ кВт при $n = 2200$ мин⁻¹. Некоторые параметры работы этого дизельного двигателя приведены в табл. 4.

Для выбора оптимальной степени сжатия ϵ и угла θ опережения впрыска запального ДТ был проведен двухфакторный численный эксперимент, где варьировались степень сжатия от 8 до 15 и угол опережения подачи нефтяного ДТ θ от 0 до 20° ПКВ до ВМТ (см. рис. 9). Доля водорода в топливном заряде составляла 60 %.

Оптимальное сочетание ϵ и θ как в дизельном цикле (степень сжатия $\epsilon = 15$, $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ (точка А, рис. 9)) не может быть реализова-

но в двухтопливном цикле по причине жесткой детонации, начинающейся еще до воспламенения водорода ($LW_{knock} = 2,23$). На рис. 10 видно, что значение интеграла LW достигает единицы еще до момента поджига смеси запальным ДТ (рис. 10, в, линия i). Анализ литературы показал, что в двигателях, работающих на водороде при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{gas} \approx 2,5$, степень сжатия уменьшают до величины $\epsilon = 8 \dots 9$. Учитывая, что исследуемый двигатель имеет наддув, и при доле водорода в топливе 80 % его $\alpha_{gas} = 2,68$, было принято решение проводить исследования работы газодизеля с добавками водорода при степени сжатия $\epsilon = 8$ и при угле опережения впрыска нефтяного ДТ $\theta = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ (рис. 9, точка В).

Сравнительные параметры рабочего процесса дизеля типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности с разными добавками водорода приведены в табл. 4. Параметры сгорания в этом дизеле на режиме полной мощности с долей водорода 5 % представлены на рис. 11.

На рис. 12 представлена эволюция скоростей тепловыделения от сгорания ДТ и от сгорания водорода, а также суммарного тепловыделения по мере увеличения содержания водорода в общей подаче топлива в дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5). При малой подаче H_2 скорость тепловыделения имеет явную тенденцию к фор-

Таблица 4. Сравнительные параметры рабочего процесса дизеля типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности с разными долями водорода, $\epsilon = 8$, $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ

Номер расчета	Параметры												
	% H_2	N_e , кВт	g_e , г/(кВт × ч)	η_e	α	α_{gas}	p_z , МПа	T_{max} , К	d_{32} , мкм	LW_{knock}	e_{CO_2} , г/(кВт × ч)	C_{NO_x} , ppm	K_x , %
1	0	63,8	275,0	0,308	2,020	–	4,03	1518	35,0	0,075	888	832	15,0
2	5	64,2	270,7	0,311	2,027	48,8	4,10	1535	35,3	0,137	832	860	13,5
3	10	65,1	266,8	0,316	2,024	24,2	4,20	1570	35,7	0,218	777	891	12,5
4	20	66,4	261,9	0,322	2,017	11,9	4,48	1618	36,2	0,398	678	932	10,5
5	40	68,0	255,7	0,330	2,010	5,72	5,17	1753	37,6	0,702	496	1060	7,0
6	60	66,6	261,1	0,323	2,009	3,69	5,66	1868	41,2	1,070	338	1170	4,5
7	80	64,0	271,5	0,311	2,012	2,68	61,1	1997	48,1	1,307	176	1300	3,0

Примечание. N_e — эффективная мощность; g_e — суммарный удельный эффективный расход топлива; η_e — эффективный КПД двигателя; α — коэффициент избытка воздуха; α_{gas} — коэффициент избытка воздуха по газу (без учета нефтяного ДТ); p_z — максимальное давление сгорания; T_{max} — максимальная температура сгорания; d_{32} — средний диаметр капель по Заутеру; LW_{knock} — показатель готовности заряда к детонации; e_{CO_2} — удельный выброс углекислого газа; C_{NO_x} — концентрация в ОГ оксидов азота; K_x — дымность ОГ, % по шкале Хартриджа.

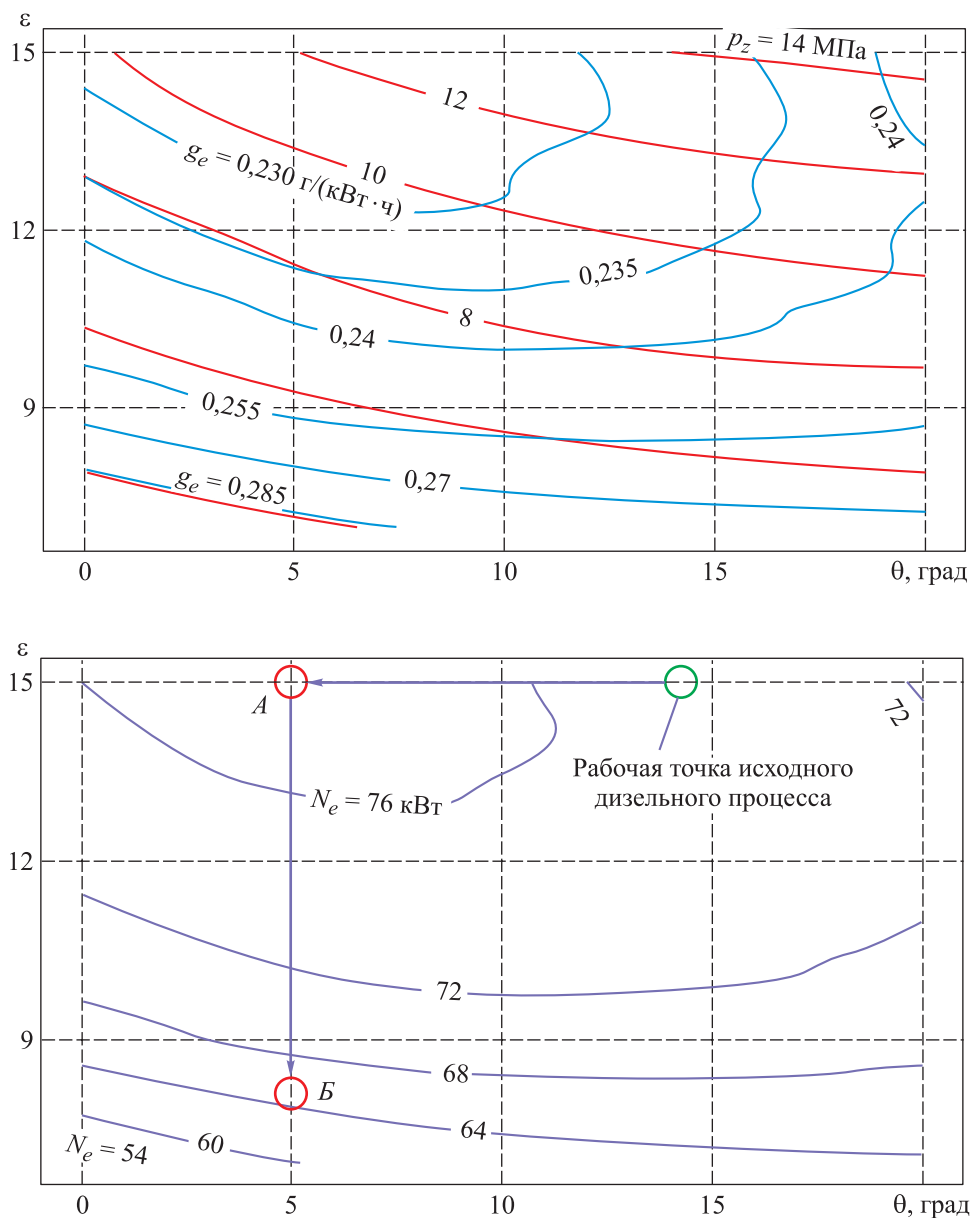


Рис. 9. Влияние параметров дизеля Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на его работу на режиме полной мощности (доля водорода 60 %, $\alpha_{\text{gas}} = 3,61$):
 N_e — эффективная мощность, кВт; g_e — удельный эффективный расход топлива, г/(кВт × ч);
 p_z — максимальное давление сгорания, МПа; ε — степень сжатия; θ — угол опережения впрыска запального ДТ, град ПКВ до ВМТ

ме с двумя выраженными пиками. Они обусловлены низкой степенью сжатия и, как следствие, большим периодом задержки самовоспламенения ДТ (примерно 20° ПКВ). При большой задержке самовоспламенения почти 24 % ДТ топлива успевает испариться и сгорает по объемному механизму. Обедненная же смесь водорода и воздуха горит относительно медленно и вклад ее в общее тепловыделение незначителен и растянут по времени. На режимах с большим

содержанием водорода сгорание определяется быстро горящей водородно-воздушной смесью. Дизельное топливо горит относительно долго из-за большого диаметра капель, которые формируются в результате короткого впрыска малой порции ДТ.

В целом отметим, что, несмотря на короткий период сгорания относительно богатой водородно-воздушной смеси, это термодинамическое преимущество не дает выигрыша в КПД

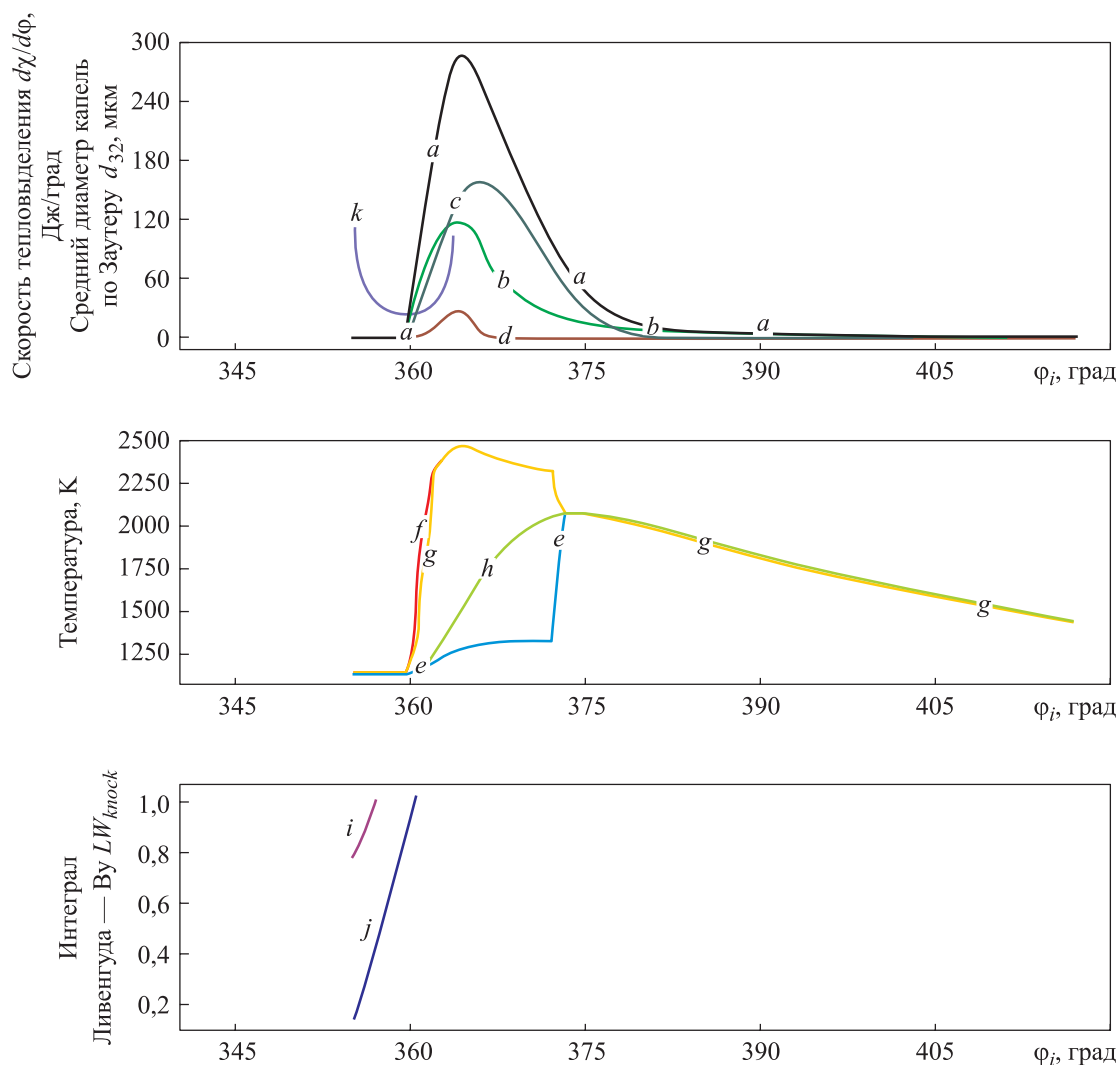


Рис. 10. Параметры сгорания в дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности (доля водорода 60 %, степень сжатия $\epsilon = 15$, $\alpha_{gas} = 3,69$, угол опережения впрыска нефтяного ДТ $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ (точка А на рис. 9)):

—*a*— общая скорость тепловыделения; —*b*— скорость тепловыделения при сгорании ДТ; —*c*— скорость тепловыделения при сгорании водорода в основной зоне; —*d*— скорость тепловыделения при сгорании водорода в струе ДТ; —*k*— средний диаметр капель по Заутеру; —*e*— зона свежего заряда (зона несгоревшего заряда, или основная зона); —*f*— зона продуктов сгорания (зона ОГ); —*g*— зона активации; —*h*— средняя по цилиндру; —*i*— интеграл Ливенгуда — $\int_{LW_{knock}} dW$ в активной зоне поджига водорода; —*j*— интеграл Ливенгуда — $\int_{LW_{knock}} dW$ в зоне несгоревшего водорода

двигателя по сравнению с чисто дизельным процессом. Это вызвано тем, что для борьбы с детонацией смеси в газодизеле приходится сильно снижать степень сжатия. На рис. 13 представлено сравнение диаграмм давления в цилиндре для дизеля ($\epsilon = 15$) и газодизеля ($\epsilon = 8$) при различных подачах водорода. Отметим, что при 80%-ной подаче водорода сгорание в газодизеле

все равно идет с детонацией, несмотря на предельно низкую степень сжатия $\epsilon = 8$. При подаче водорода 60 % имеет место пограничный режим детонации с $LW_{knock} = 1,07$.

Чтобы преодолеть негативное влияние снижения степени сжатия на топливную экономичность, необходимо воздействовать на рабочий процесс с целью снижения жесткости процесса

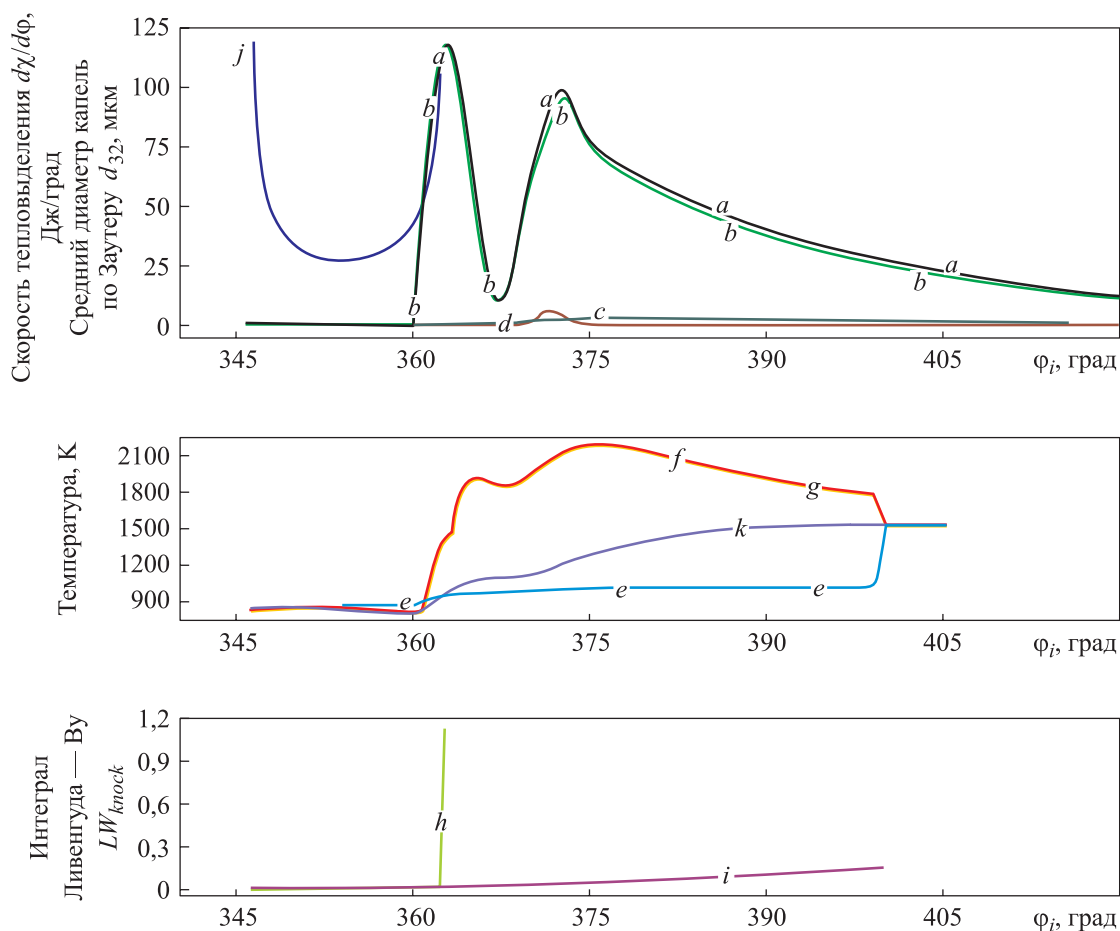


Рис. 11. Параметры сгорания дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности, доля водорода 5 %, степень сжатия $\epsilon = 8$, $\alpha_{gas} = 48,8$, угол опережения впрыска ДТ $\theta = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ: —*a*— общая скорость тепловыделения; —*b*— скорость тепловыделения при сгорании ДТ; —*c*— скорость тепловыделения при сгорании водорода в основной зоне; —*d*— скорость тепловыделения при сгорании водорода в струе ДТ; —*j*— средний диаметр капель по Заутеру; —*e*— зона свежего заряда (зона несгоревшего заряда, или основная зона); —*f*— зона продуктов сгорания (зона ОГ); —*g*— зона активации; —*k*— средняя по цилиндру; —*h*— интеграл Ливенгуда — Bu в активной зоне поджига водорода; —*i*— интеграл Ливенгуда — Bu в зоне несгоревшего водорода

сгорания. Помимо снижения степени сжатия существуют иные технологии борьбы с детонацией [7, 10, 11]:

- охлаждение наддувочного воздуха;
- реализация цикла Миллера (но для этого нужна организация переменных фаз газораспределения);
- впрыск воды во впускной канал (требуется дополнительная система подачи воды);
- подача водорода непосредственно в цилиндр (требуется применение технологически сложной топливной аппаратуры);

– реализация рециркуляции ОГ (но эта технология затягивает процесс сгорания топлива по времени).

Обобщенные расчетные данные по дизелю Д-245, работающему на режиме полной мощности на нефтяном ДТ и с подачей водорода в КС представлены на рис. 14 и 15. Они свидетельствуют о том, что максимальное значение эффективного КПД исследуемого дизеля $\eta_e = 33,0$ % соответствует подаче в КС 40 % водорода (рис. 14, *a*). В этом случае, по сравнению с работой только на нефтяном ДТ ($\eta_e = 30,8$ %), эффективный КПД

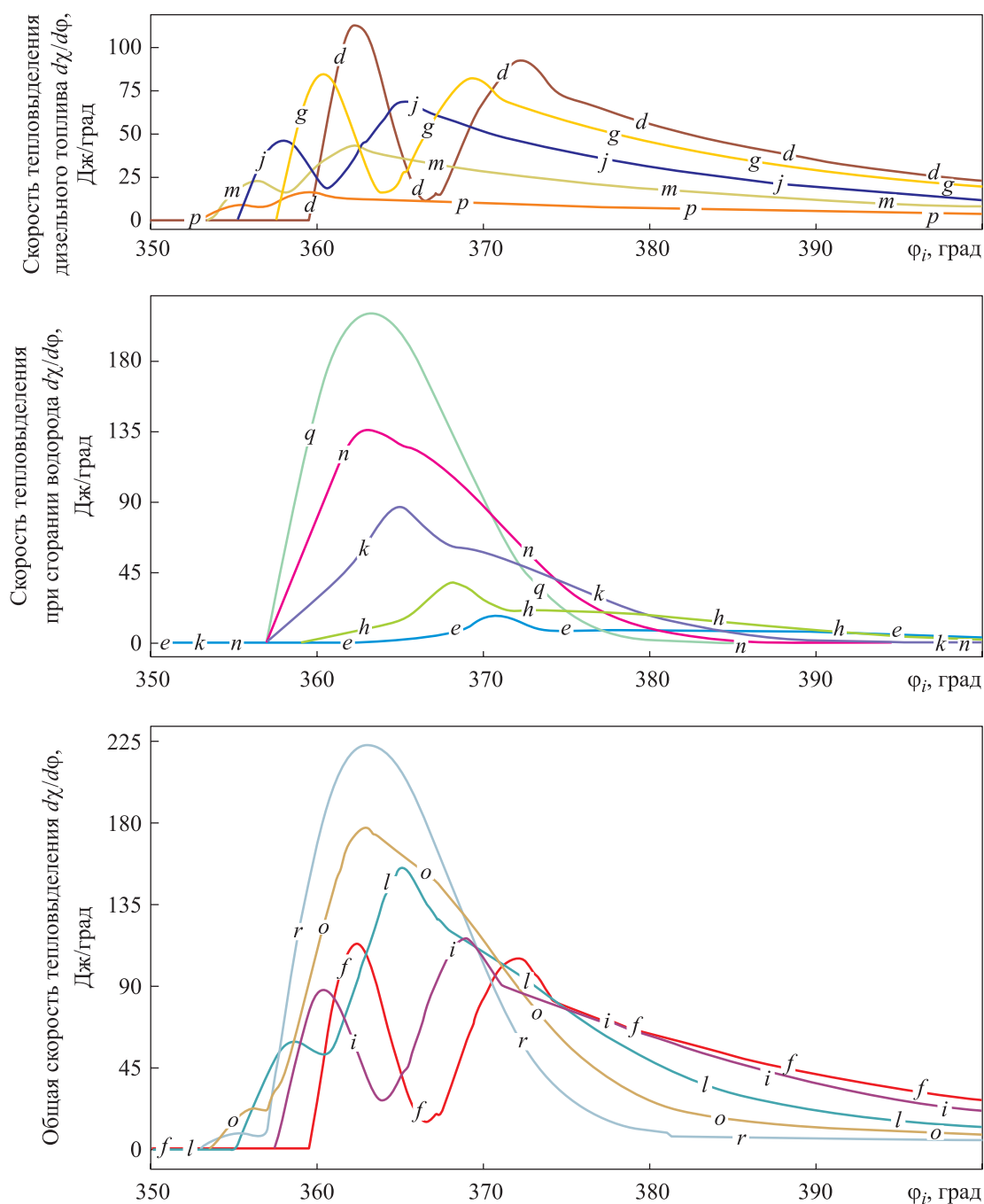


Рис. 12. Эволюция скорости тепловыделения от сгорания ДТ, от сгорания водорода и суммарного тепловыделения по мере увеличения содержания водорода в цикловой порции в дизеле типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) на режиме полной мощности $\varepsilon = 8$, опережение впрыска ДТ $\theta = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ:

— d — 10 % H_2 ; — g — 20 % H_2 ; — j — 40 % H_2 ; — m — 60 % H_2 ; — p — 80 % H_2 ; — e — 10 % H_2 , $\alpha_{gas} = 23,3$;
— h — 20 % H_2 , $\alpha_{gas} = 11,5$; — k — 40 % H_2 , $\alpha_{gas} = 5,55$; — n — 60 % H_2 , $\alpha_{gas} = 3,6$; — q — 80 % H_2 , $\alpha_{gas} = 2,62$;
— f — 10 % H_2 ; — i — 20 % H_2 ; — l — 40 % H_2 ; — o — 60 % H_2 ; — r — 80 % H_2

η_e возрос на 7 %. При дальнейшем увеличении количества подаваемого в КС водорода значения эффективного КПД уменьшаются. Но при росте количества подаваемого в КС водорода

отмечено существенное увеличение максимального давления сгорания p_z (от 40,3 до 61,1 бара в рассматриваемом диапазоне увеличения подачи водорода, рис. 14, б) и максимальной тем-

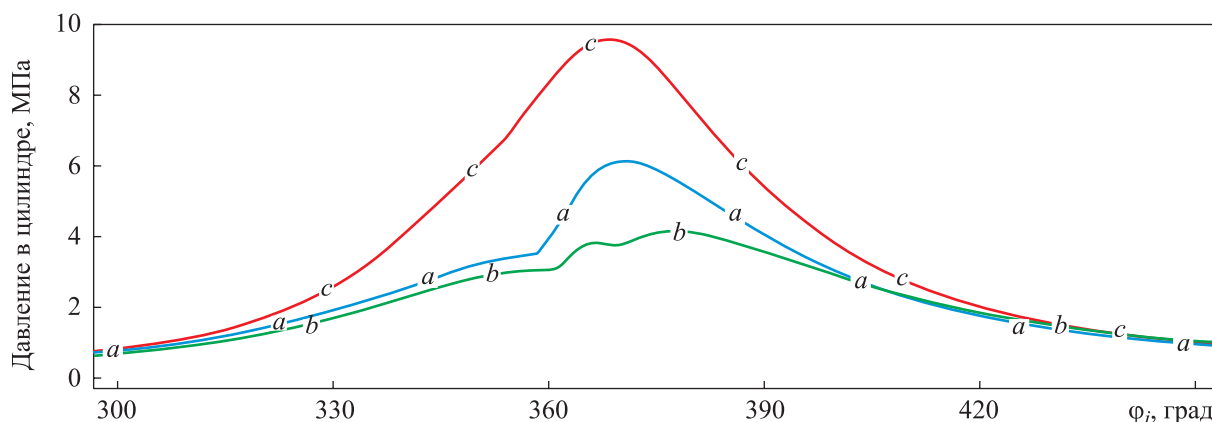


Рис. 13. Диаграммы давления в КС для дизеля $\varepsilon = 15$ и газодизеля $\varepsilon = 8$ при разной подаче водорода на режиме полной мощности (опережение впрыска ДТ для дизеля $\theta = 14^\circ$ ПКВ до ВМТ; для газодизеля $\theta = 5^\circ$ ПКВ до ВМТ):

— a — работа с подачей 80 % водорода, мощность двигателя 64 кВт; — b — работа с подачей 5 % водорода, мощность двигателя 64 кВт; — c — работа без подачи водорода, удельный эффективный расход топлива $g_e = 220$ г/(кВт × ч)

пературы $T_{\max}$ сгорания (от 1245 до 1724 °С, рис. 14, в).

Как отмечено выше в качестве показателя, характеризующего склонность смеси к детонации, удобно использовать параметр LW_{knock} . Если этот параметр $LW_{knock} < 1$, то детонации не возникает. Среди исследованных режимов только два режима — с подачей водорода 60 и 80 % имеют параметр $LW_{knock} > 1$ (соответственно 1,070 и 1,307, см. табл. 5), что свидетельствует о детонационном сгорании на этих режимах. Оптимальной с точки зрения топливной экономичности и показателей динамики процесса сгорания следует считать режим с подачей водорода, равной 40 %, на котором эффективный КПД дизеля максимальный $\eta_e = 33,0$ %, а параметр $LW_{knock} = 0,702$.

Перевод дизеля с нефтяного ДТ на работу с добавкой водорода в количестве 40 % сопровождается снижением удельного выброса углекислого газа e_{CO_2} с 888 до 496 г/(кВт × ч), т. е. на 44 % (см. рис. 15, а). При этом дымность ОГ K_x уменьшилась с 15,0 до 7,0 % по шкале Хартриджа, т. е. на 53 % (см. рис. 15, в). Однако в этом случае увеличивается содержание в ОГ оксидов азота C_{NO_x} с 832 до 1060 ppm, т. е. на 27 % (см. рис. 15, б).

В заключение отметим, что целесообразное количество подаваемого в КС водорода зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля. На режимах с пониженной частотой

вращения и неполной нагрузкой показатели динамики процесса сгорания, максимальные давление и температура сгорания снижаются. Это позволяет подавать в КС большее количество водорода без появления детонационного сгорания рабочей смеси. Получение базовых характеристик подачи водорода для широкого диапазона изменения скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля возможно путем проведения расчетных исследований, аналогичных расчетам, проведенным в представленной работе для режима максимальной мощности.

Заключение

Результаты проведенных расчетных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. При расчетных исследованиях рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5) водород воспламенялся от запальной дозы дизельного топлива. При этом водород подавался во впускную систему дизеля, а дизельное топливо впрыскивалось штатной системой топливоподачи. Для снижения жесткости сгорания рабочей смеси степень сжатия была снижена с 15 до 8, угол опережения впрыска топлива сокращен с 14 до 5° ПКВ до ВМТ, дизель был дефорсирован по частоте вращения с 2400 до 2200 мин⁻¹. Доля подаваемого водорода в общей подаче топлива установлена в количестве — 5, 10, 20, 40, 60 и 80 % (с учетом разницы теплоты сгорания ДТ и водорода).

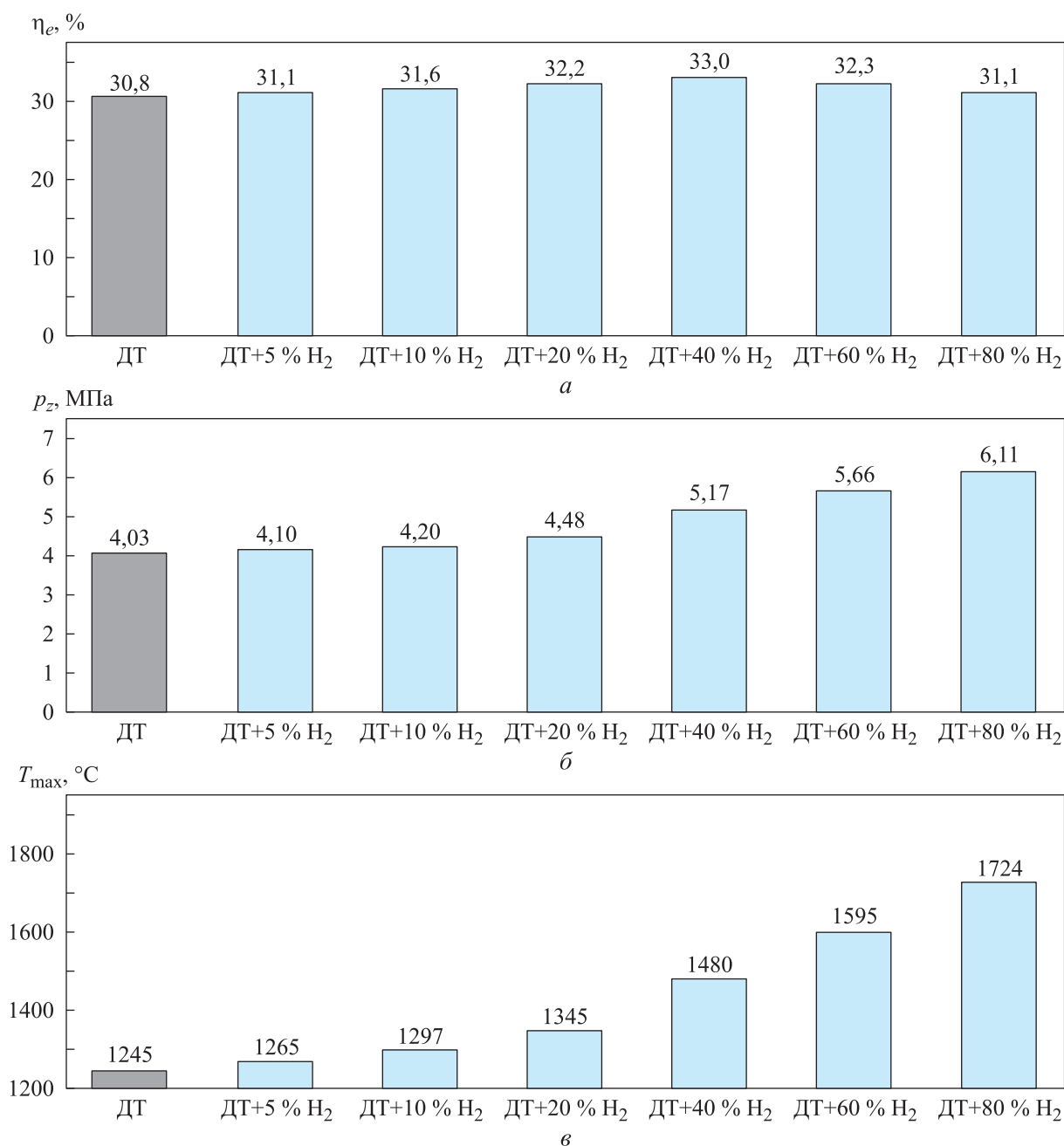


Рис. 14. Зависимость эффективного КПД η_e (а), максимального давления сгорания p_z (б) и максимальной температуры $T_{\max}$ сгорания (в) дизеля типа Д-245 на режиме полной мощности от количества подаваемого в КС водорода

2. Оптимальной с точки зрения топливной экономичности и показателей динамики процесса сгорания следует считать режим с подачей водорода, равной 40 %, на котором эффективный КПД дизеля максимален и равен 33,0 %. В этом случае по сравнению с работой только на нефтяном дизельном топливе эффективный КПД η_e возрос на 7 %. В то же время вынужденное снижение степени сжатия до $\epsilon = 8$ приводит

к тому, что эффективный КПД газодизеля с подачей водорода оказывается ниже, чем при реализации дизельного цикла.

3. Для повышения топливной экономичности газодизельного двигателя с подачей в камеру сгорания водорода необходима реализация мероприятий, направленных на снижение жесткости сгорания: охлаждение наддувочного воздуха, реализация цикла Миллера, впрыск воды

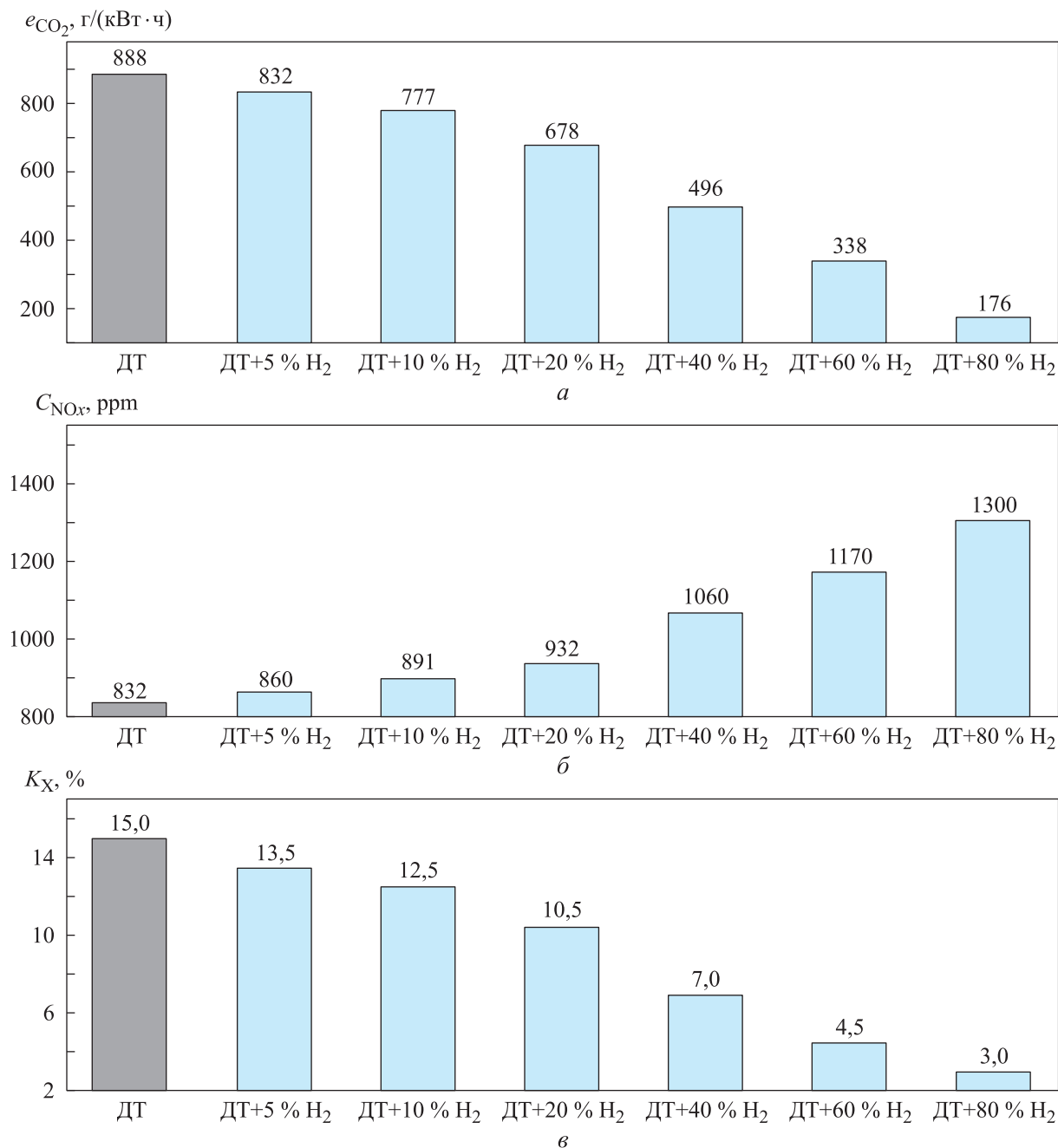


Рис. 15. Зависимость удельного массового выброса углекислого газа e_{CO_2} (а), объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (б) и дымность ОГ по шкале Хартриджа K_x (в) дизеля типа Д-245 на режиме полной мощности от количества подаваемого в КС водорода

во впускную систему, подача водорода непосредственно в цилиндр, реализация рециркуляции ОГ.

4. Примененная в исследованиях простейшая адаптация двигателя к работе на водороде приводит к сокращению выбросов углекислого газа и дымности ОГ. Перевод дизеля с нефтяного ДТ

на работу с добавкой водорода в количестве 40 % сопровождается снижением удельного выброса углекислого газа e_{CO_2} с 888 до 496 г/(кВт × ч), т. е. на 44 %. При этом дымность ОГ K_x уменьшилась с 15,0 до 7,0 % по шкале Хартриджа, т. е. на 53 %. Но отмечен рост содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} с 832 до 1060 ppm, т. е. на 27 %.

Литература

- [1] Попель О.С., Фортон В.Е. *Возобновляемая энергетика в современном мире*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2015, 450 с.
- [2] Батенин В.М., Зайченко В.М., Леонтьев А.И., Чернявский А.А. Концепция развития распределенной энергетики в России. *Известия РАН. Энергетика*, 2017, № 1, с. 3–18.
- [3] 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.
DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [4] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей: методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу*. Москва, Изд-во «Форум», 2017, 448 с.
- [5] Lim D.K., Plymill A.B., Paik H., Qian X., Zecevic S., Chisholm C.R.I., Haile S.M. Solid Acid Electrochemical Cell for the Production of Hydrogen from Ammonia. *Joule*, 2020, vol. 4 (11), pp. 2338–2347.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joule.2020.10.006>
- [6] Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов. *Двигателестроение*, 2017, № 4, с. 25–33.
- [7] 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.
- [8] Алексеева О.К., Козлов С.И., Самсонов Р.О. и др. Системы хранения водорода. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 4, с. 68–74; № 5, с. 72–79.
- [9] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.
- [10] 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.
- [11] Фомин В.М. *Водородная энергетика автомобильного транспорта*. Москва, Изд-во РУДН, 2006, 333 с.
- [12] Козлов С.И., Фатеев В.Н. *Водородная энергетика: современное состояние, проблемы, перспективы*. Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2009, 520 с.
- [13] Caton P.A., Pruitt J.T. Homogeneous Charge Compression Ignition of Hydrogen in a Single-Cylinder Diesel Engine. *International Journal of Engine Research*, 2009, vol. 10 (1), pp. 45–63.
DOI: <https://doi.org/10.1243/14680874JER02208>
- [14] Fontana G., Galloni E., Jannelli E. et al. Performance and Fuel Consumption Estimation of a Hydrogen Enriched Gasoline Engine at Part-Load Operation. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2196, pp. 1–5. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-2196>
- [15] Heffell J.W., Johnson D.C., Shelby C. Hydrogen Powered Shelby Cobra: Land Speed Record. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-2530, pp. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-2530>
- [16] 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, Issue 23, pp. 7237–7244. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2008.07.128>
- [17] Szwaja S., Rogalinski K.G. Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. *International Journal Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34, Issue 10, pp. 4413–4421.
DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2009.03.020>
- [18] Tang X., Kabat D.M., Natkin R.J. et al. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0242, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0242>
- [19] Verhelst S., Wallner T. Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2009, vol. 35, no. 6, pp. 490–527. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2009.08.001>
- [20] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E. The Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, vol. 31 (10), pp. 1292–1305.
DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2005.12.001>
- [21] Dimitriou P., Tsujimura T. A Review of Hydrogen as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, vol. 42(38), pp. 24470–24486.
DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2017.07.232>

- [22] Lee K.J., Kim Y.R., Byun C.H., Lee J.T. Feasibility of Compression Ignition for Hydrogen Fueled Engine with Neat Hydrogen-Air Pre-Mixture by Using High Compression. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2013, vol. 38(1), pp. 255–264. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2012.10.021>
- [23] 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.
- [24] Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V. Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2685, pp. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-2685>
- [25] Кавтарадзе Р.З., Сун Байган, Голосов А.С., Чэн Жунжун, Чжан Цытянь, Чилашвили Г.В. Эффективные показатели водородного двигателя с модифицированной системой топливоподачи при работе на обедненной смеси. *Труды НАМИ*, 2021, № 3, с. 58–66. DOI: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2021-3-58-66>
- [26] Liew C., Li H., Liu S., Besch M.C., Ralston B., Clark N., Huang Y. Exhaust Emissions of a H₂-Enriched Heavy-Duty Diesel Engine Equipped with Cooled EGR and Variable Geometry Turbocharger. *Fuel*, 2012, vol. 91 (1), pp. 155–163. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2011.08.002>
- [27] Liu X., Srna A., Yip H.L., Kook S., Chan Q.N., Hawkes E.R. Performance and Emissions of Hydrogen-Diesel Dual Direct Injection (H2DDI) in a Single-Cylinder Compression-Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 46 (1), pp. 1302–1314. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.10.006>
- [28] Sandalci T., Karagöz Y. Experimental Investigation of the Combustion Characteristics, Emissions and Performance of Hydrogen Port Fuel Injection in a Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39 (32), pp. 18480–18489. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2014.09.044>
- [29] Selvi Rajaram P., Kandasamy A., Arokiasamy Remigious P. Effectiveness of Oxygen Enriched Hydrogen-HHO Gas Addition on Direct Injection Diesel Engine Performance, Emission and Combustion Characteristics. *Thermal Science*, 2014, vol. 18, no. 1, pp. 259–268. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI121014078P>
- [30] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [31] Akansu S.O., Dulger Z., Kahraman N., Veziroglu T.N. Internal Combustion Engines Fueled by Natural Gas — Hydrogen Mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2004, vol. 29 (14), pp. 1527–1539. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>
- [32] Ezzat M.F., Dincer I. Development and Assessment of a New Hybrid Vehicle with Ammonia and Hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [33] Ji C., Wang S. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of a Spark Ignition Gasoline Engine at Lean Conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34 (18), pp. 7823–783. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.06.082>
- [34] Lata D.B., Misra A., Medhekar S. Effect of Hydrogen and LPG Addition on the Efficiency and Emissions of a Dual Fuel Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, vol. 37 (7), pp. 6084–6096. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.01.014>
- [35] Miyamoto T., Hasegawa H., Mikami M., Kojima N., Kabashima H., Urata Y. Effect of Hydrogen Addition to Intake Gas on Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, vol. 36 (20), pp. 13138–13149. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2011.06.144>
- [36] Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С. Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 24–29.
- [37] Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 9–12.
- [38] Trusca B. *High Pressure Direct Injection of Natural Gas and Hydrogen Fuel in a Diesel Engine*. Thesis of Master. Vancouver, Canada, 2000, 280 p.
- [39] Gomes Antunes J.M., Mikalsen R., Roskilly A.P. An Experimental Study of a Direct Injection Compression Ignition Hydrogen Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34, no. 15, pp. 6516–6522.
- [40] Mohammadi A., Shioji M., Nakai Y., Ishikura W., Tabo E. Performance and Combustion Characteristics of a Direct Injection SI Hydrogen Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2007, vol. 32 (2), pp. 296–304. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2006.06.005>

- [41] Saravanan N., Nagarajan G., Dhanasekaran C., Kalaiselvan K.M. Experimental Investigation of Hydrogen Port Fuel Injection in DI Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2007, vol. 32 (16), pp. 4071–4080. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2007.03.036>
- [42] Yip H. L., Srna A., Yuen A.C.Y., Kook S., Taylor R.A., Yeoh G.H., Medwell P.R., Chan Q.N. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2019, vol. 9(22), pp. 1–30. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9224842>
- [43] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-3503>
- [44] Chintala V., 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.11.247>
- [45] Das L.M., Gulati R., Gupta P.K. Performance Evaluation of a Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engine using Electronically Controlled Solenoid-Actuated Injection System. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2000, vol. 25, no. 7, pp. 569–579. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(99\)00059-2](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(99)00059-2)
- [46] Saravanan N., Nagarajan G. Performance and Emission Studies on Port Injection of Hydrogen with Varied Flow Rates with Diesel as an Ignition Source. *Applied Energy*, 2010, vol. 87, no. 7, pp. 2218–2229. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.01.014>
- [47] 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.
- [48] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [49] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [50] 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*, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [51] Kuleshov A., Grekhov L. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NOx Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2013, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [52] 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.
- [53] Mehl M., Pitz W.J., Westbrook C.K., Curran H.J. Kinetic Modeling of Gasoline Surrogate Components and Mixtures under Engine Conditions. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, pp. 193–200. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.PROCI.2010.05.027>
- [54] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [55] Rakopolous C.D., Kosmadakis G.M., Demuynck J. et al. A Combined Experimental and Numerical Study of Thermal Processes, Performance and Nitric Oxide Emissions in a Hydrogen-Fueled Spark-Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, vol. 36, pp. 5163–5180. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2011.01.103>
- [56] Koch D.T., Sousa A., Bertram D. H₂-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 2019, no. 2019-01-2178, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-01-2178>
- [57] Heindl R., Eichlseder H., Spuller C., Gerbig F., Heller K. New and Innovative Combustion Systems for the H₂-ICE: Compression Ignition and Combined Processes. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1421, pp. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1421>
- [58] Connaire M.O., 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, pp. 603–622. DOI: <https://doi.org/10.1002/kin.20036>

References

- [1] Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyаемая энергетика v sovremennom mire* [Renewable Energy in the Modern World]. Moscow, MPEI publ., 2015, 450 p. (In Russ.).
- [2] Batenin V.M., Zaychenko V.M., Leont'ev A.I., Chernyavskiy A.A. The Concept of Development of Distributed Energy in Russia. *Izvestiya RAN. Energetika*, 2017, no. 1, pp. 3–18 (in Russ.).
- [3] 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.) DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [4] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of Modern Cars: Methods and Means of Reducing Harmful Emissions into the Atmosphere]. Moscow, Forum publ., 2017, 448 p. (In Russ.).
- [5] Lim D.K., Plymill A.B., Paik H., Qian X., Zecevic S., Chisholm C.R.I., Haile S.M. Solid Acid Electrochemical Cell for the Production of Hydrogen from Ammonia. *Joule*, 2020, vol. 4 (11), pp. 2338–2347. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.joule.2020.10.006>
- [6] Saydanov V.O., Landgraf I.K., Kasatkin M.A. Power Plants with Fuel Cells. *Engines Construction*, 2017, no. 4, pp. 25–33 (in Russ.).
- [7] 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, OOO NITs "Inzhener" publ., OOO "Oniko-M" publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [8] Alekseeva O.K., Kozlov S.I., Samsonov R.O. et al. Hydrogen Storage Systems. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 4, pp. 68–74; no. 5, pp. 72–79 (in Russ.).
- [9] 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.).
- [10] 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.).
- [11] Fomin V.M. *Vodorodnaya energetika avtomobil'nogo transporta* [Hydrogen Energy of Road Transport]. Moscow, RUDN publ., 2006, 333 p. (In Russ.).
- [12] Kozlov S.I., Fateev V.N. *Vodorodnaya energetika: sovremennoe sostoyanie, problemy, perspektivy* [Hydrogen Energy: Current Status, Problems, Prospects]. Moscow, Gazprom VNIIGAZ publ., 2009, 520 p. (In Russ.).
- [13] Caton P.A., Pruitt J.T. Homogeneous Charge Compression Ignition of Hydrogen in a Single-Cylinder Diesel Engine. *International Journal of Engine Research*, 2009, vol. 10 (1), pp. 45–63. DOI: <https://doi.org/10.1243/14680874JER02208>
- [14] Fontana G., Galloni E., Jannelli E. et al. Performance and Fuel Consumption Estimation of a Hydrogen Enriched Gasoline Engine at Part-Load Operation. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2196, pp. 1–5. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-2196>
- [15] Heffel J.W., Johnson D.C., Shelby C. Hydrogen Powered Shelby Cobra: Land Speed Record. *SAE Technical Paper Series*, 2001, no. 2001-01-2530, pp. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-2530>
- [16] 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, Issue 23, pp. 7237–7244. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2008.07.128>
- [17] Szwaja S., Rogalinski K.G. Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. *International Journal Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34, iss. 10, pp. 4413–4421. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2009.03.020>
- [18] Tang X., Kabat D.M., Natkin R.J. et al. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0242, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0242>
- [19] Verhelst S., Wallner T. Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2009, vol. 35, no. 6, pp. 490–527. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.08.001>
- [20] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E. The Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, vol. 31 (10), pp. 1292–1305. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2005.12.001>
- [21] Dimitriou P., Tsujimura T. A Review of Hydrogen as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2017, vol. 42(38), pp. 24470–24486. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2017.07.232>
- [22] Lee K.J., Kim Y.R., Byun C.H., Lee J.T. Feasibility of Compression Ignition for Hydrogen Fueled Engine with Neat Hydrogen-Air Pre-Mixture by Using High Compression. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2013, vol. 38(1), pp. 255–264. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2012.10.021>

- [23] 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.
- [24] Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V. Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2685, pp. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-2685>
- [25] Kavtaradze R.Z., Sun Baygan, Golosov A.S., Chen Zhunzhun, Chzhan Tsytyan, Chilashvili G.V. Effective Indicators of a Hydrogen Engine Operating on a Lean Mixture and Equipped with a Modified Fuel Supply System. *Trudy NAMI*, 2021, no. 3, pp. 58–66 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2021-3-58-66>
- [26] Liew C., Li H., Liu S., Besch M.C., Ralston B., Clark N., Huang Y. Exhaust Emissions of a H₂-Enriched Heavy-Duty Diesel Engine Equipped with Cooled EGR and Variable Geometry Turbocharger. *Fuel*, 2012, vol. 91 (1), pp. 155–163. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2011.08.002>
- [27] Liu X., Srna A., Yip H.L., Kook S., Chan Q.N., Hawkes E.R. Performance and Emissions of Hydrogen-Diesel Dual Direct Injection (H2DDI) in a Single-Cylinder Compression-Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 46 (1), pp. 1302–1314. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.10.006>
- [28] Sandalci T., Karagöz Y. Experimental Investigation of the Combustion Characteristics, Emissions and Performance of Hydrogen Port Fuel Injection in a Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39 (32), pp. 18480–18489. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2014.09.044>
- [29] Selvi Rajaram P., Kandasamy A., Arokiasamy Remigious P. Effectiveness of Oxygen Enriched Hydrogen-HHO Gas Addition on Direct Injection Diesel Engine Performance, Emission and Combustion Characteristics. *Thermal Science*, 2014, vol. 18, no. 1, pp. 259–268. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI121014078P>
- [30] 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, Bauman Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [31] Akansu S.O., Dulger Z., Kahraman N., Veziroglu T.N. Internal Combustion Engines Fueled by Natural Gas — Hydrogen Mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2004, vol. 29 (14), pp. 1527–1539. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>
- [32] Ezzat M.F., Dincer I. Development and Assessment of a New Hybrid Vehicle with Ammonia and Hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [33] Ji C., Wang S. Effect of Hydrogen Addition on Combustion and Emissions Performance of a Spark Ignition Gasoline Engine at Lean Conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34 (18), pp. 7823–783. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.06.082>
- [34] Lata D.B., Misra A., Medhekar S. Effect of Hydrogen and LPG Addition on the Efficiency and Emissions of a Dual Fuel Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, vol. 37 (7), pp. 6084–6096. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.01.014>
- [35] Miyamoto T., Hasegawa H., Mikami M., Kojima N., Kabashima H., Urata Y. Effect of Hydrogen Addition to Intake Gas on Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, vol. 36 (20), pp. 13138–13149. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2011.06.144>
- [36] Biryukov N.N., Mudretsov D.N., Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Karpets F.C. Hydrogen-Air Mixture Injection as a Means of Carbon Deposit Removal. *Engines Construction*, 2020, no. 2, pp. 24–29 (in Russ.).
- [37] Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumskiy S.N. Minor Addition of Hydrogen to Fuel as a Means to Improve Rotary Engine Performance. *Engines Construction*, 2020, no. 2, pp. 9–12 (in Russ.).
- [38] Trusca B. *High Pressure Direct Injection of Natural Gas and Hydrogen Fuel in a Diesel Engine*. Thesis of Master. Vancouver, Canada, 2000, 280 p.
- [39] Gomes Antunes J.M., Mikalsen R., Roskilly A.P. An Experimental Study of a Direct Injection Compression Ignition Hydrogen Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34, no. 15, pp. 6516–6522.
- [40] Mohammadi A., Shioji M., Nakai Y., Ishikura W., Tabo E. Performance and Combustion Characteristics of a Direct Injection SI Hydrogen Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2007, vol. 32 (2), pp. 296–304. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2006.06.005>
- [41] Saravanan N., Nagarajan G., Dhanasekaran C., Kalaiselvan K.M. Experimental Investigation of Hydrogen Port Fuel Injection in DI Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2007, vol. 32 (16), pp. 4071–4080. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2007.03.036>
- [42] Yip H. L., Srna A., Yuen A.C.Y., Kook S., Taylor R.A., Yeoh G.H., Medwell P.R., Chan Q.N. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2019, vol. 9 (22), pp. 1–30. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9224842>

- [43] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-3503>
- [44] Chintala V., 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.11.247>
- [45] Das L.M., Gulati R., Gupta P.K. Performance Evaluation of a Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engine using Electronically Controlled Solenoid-Actuated Injection System. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2000, vol. 25, no. 7, pp. 569–579. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(99\)00059-2](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(99)00059-2)
- [46] Saravanan N., Nagarajan G. Performance and Emission Studies on Port Injection of Hydrogen with Varied Flow Rates with Diesel as an Ignition Source. *Applied Energy*, 2010, vol. 87, no. 7, pp. 2218–2229. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.01.014>
- [47] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Calculation Formation of Optimal Control Laws for Diesel Engines Running on Traditional and Alternative Fuels. *Bezopasnost' v tekhnosfere*, 2007, no. 5, pp. 30–32 (in Russ.).
- [48] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2119>
- [49] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-1908>
- [50] 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*, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [51] 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. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [52] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS*. Dokt. Diss. [Development of Calculation Methods and Optimization of ICE Workflows. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [53] Mehl M., Pitz W.J., Westbrook C.K., Curran H.J. Kinetic Modeling of Gasoline Surrogate Components and Mixtures under Engine Conditions. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, pp. 193–200. DOI: <https://doi.org/10.1016/J.PROCI.2010.05.027>
- [54] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [55] Rakopolous C.D., Kosmadakis G.M., Demuynck J. et al. A Combined Experimental and Numerical Study of Thermal Processes, Performance and Nitric Oxide Emissions in a Hydrogen-Fueled Spark-Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2011, vol. 36, pp. 5163–5180. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2011.01.103>
- [56] Koch D.T., Sousa A., Bertram D. H₂-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 2019, no. 2019-01-2178, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-01-2178>
- [57] Heindl R., Eichlseder H., Spuller C., Gerbig F., Heller K. New and Innovative Combustion Systems for the H₂-ICE: Compression Ignition and Combined Processes. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1421, pp. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1421>
- [58] Connaire M.O., 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, pp. 603–622. DOI: <https://doi.org/10.1002/kin.20036>

Материалы получены редакцией 30.07.2022

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

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

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

E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

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

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

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

Gordin Mikhail Valerievich — Ph. D. (Eng.), Acting 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

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

Karpets Fedor Sergeevich — Post-Graduate Student of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: likeeatmeat@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кулешов А.С., Гордин М.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 70–96. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>

Citation:

Kuleshov A.S., Gordin M.V., 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 (289), pp. 70–96 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>

ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ (ПРОЕКТОВ), ПРЕДПРИЯТИЙ, НАУКИ О ДВИГАТЕЛЯХ

УДК 621.437

DOI: 10.18698/jec.2022.3.97-109

Журнал «Двигателестроение»: более 40 лет на передовом рубеже двигателестроительной науки

Л.А. Новиков¹, Н.Д. Чайнов², В.А. Марков²¹ ООО «НПФ «Экология»² МГТУ им. Н.Э. Баумана

The Journal “Engines Construction”: over 40 Years the Frontier of Engine Building Science

L.A. Novikov¹, N.D. Chaynov², V.A. Markov²¹ LLC “NPF “Ecology”² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Представлены материалы об истории создания и издательской деятельности журнала «Двигателестроение» сначала в Ленинграде (в Центральном научно-исследовательском дизельном институте — ЦНИДИ), затем в Санкт-Петербурге (в ООО «ЦНИДИ-Экосервис») и причины передачи прав учредителя и издателя Московскому государственному техническому университету имени Н.Э. Баумана. Освещены основные этапы становления журнала «Двигателестроение» как ведущего научно-технического издания в области развития отечественных судовых, тепловозных, автотракторных и промышленных двигателей. Рассказано о видных ученых, сотрудничавших с редакцией и публиковавшихся на страницах журнала. Указаны основные тематические рубрики, в рамках которых публикуются научно-технические статьи по различным направлениям развития и совершенствования двигателей различного назначения. Представлены новые научные специальности, по которым проходит перерегистрация журнала в перечне Высшей аттестационной комиссии Российской Федерации.

Ключевые слова: научно-технический журнал «Двигателестроение», развитие науки о двигателях, поршневые двигатели, турбины, технологии двигателестроения, системы и агрегаты двигателей, автономные силовые установки, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

The article presents the materials about the history of the creation and publishing activities of the journal “Engines Construction”, first in Leningrad (at the Central Research Diesel Institute — TSNIDI), then in St. Petersburg (at LLC “TSNIDI-Ecoservice»). Also, the article elaborates on the reasons for the transfer of the rights of the founder and publisher to the Bauman Moscow State Technical University. We show the main stages of the formation of the “Engines Construction”, journal as the leading scientific and engineering publication in the field of development of Russian marine, diesel, automotive and industrial engines are. The article talks about prominent scientists who collaborated with the editorial board and published in the journal. We give the journal scope within the framework of which scientific and technical articles are published on various topics of developing and improving engines for various purposes. Lastly, we present new scientific specialties for which the journal is being re-registered in the list of the Higher Attestation Commission (VAK) of the Russian Federation.

Keywords: scientific and engineering journal “Engines Construction”, development of the engine science, piston engines, turbines, engine building technology, systems and aggregates of engines, autonomous power plants, fuel economy, exhaust gas toxicity

В январе 1979 г. для ученых, научно-технических работников, конструкторов и специалистов, профессиональная деятельность которых была тесно связана с отраслями народного хозяйства, объединяющими создателей и производителей отечественных двигателей судового, тепловозного, автотракторного, внедорожного и промышленного применения, произошло давно ожидаемое, важное событие — выпуск первого номера межотраслевого научно-технического и производственного журнала «Двигателестроение». В те годы, когда отечественное двигателестроение устойчиво и планомерно развивалось, специалисты отрасли испытывали острую необходимость в наличии научного журнала, на страницах которого они могли бы широко и открыто обсуждать самые актуальные проблемы развития отечественного двигателестроения.

То, что этот журнал начал издаваться именно в Ленинграде, не случайно. В 1970-х годах Ленинград был центром отечественного двигателестроения. В этом городе находились два крупнейших двигателестроительных завода — «Звезда» и «Русский дизель», функционировали крупнейшие научно-исследовательские отраслевые институты — Центральный научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ), Центральный научно-исследовательский и конструкторский институт топливной аппаратуры автотракторных и стационарных двигателей (ЦНИТА), Всесоюзный научно-исследовательский институт транспортного машиностроения (ВНИИТРАНСМАШ). В Ленинграде работали

такие крупные ученые отрасли, возглавляющие научные школы и профильные кафедры ленинградских вузов, как Всеволод Александрович Ванштейдт (Ленинградский кораблестроительный институт — ЛКИ), Павел Александрович Истомин (ЛКИ), Николай Харитонович Дьяченко (Ленинградский политехнический институт — ЛПИ). Написанные и опубликованные ими основополагающие труды по различным направлениям науки о двигателях [1–5] пользовались признанием не только в СССР, но и за рубежом.

Инициатива и практические действия, направленные на создание журнала, были предприняты дирекцией Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), бывшего в те годы одним из ведущих отраслевых научных центров двигателестроения. В это время в Ленинграде издавался журнал «Энергомашиностроение», выпуск которого начался в 1955 г. Однако это был широкопрофильный журнал, в котором публиковались статьи, посвященные исследованиям энергетического оборудования преимущественно большой мощности (паровые и газовые турбины, котлы, компрессоры, дизельные двигатели и др.). В период с 1932 по 1940 г. институт (в то время Всесоюзный научно-исследовательский дизельный институт — ВНИДИ) издавал журнал «Дизелестроение», выпуск которого прекратился перед началом Великой Отечественной войны и по разным причинам не был возобновлен после ее окончания. Популярность и бесспорная полез-



В.А. Ванштейдт



П.А. Истомин



Н.Х. Дьяченко

Видные ученые-двигателестроители, работавшие в Ленинграде

ность этого всесоюзного довоенного журнала и ограниченность распространения многочисленных сборников научных трудов отраслевых научных институтов и профильных вузов, в том числе ежегодного выпуска «Сборника научных трудов ЦНИДИ», только лишний раз подчеркивали необходимость возобновления издания научного журнала для специалистов двигателестроения, работающих на предприятиях, которые были разбросаны по всей стране.

После принятия Правительством РСФСР решения об учреждении журнала его первым главным редактором стал директор ЦНИДИ Владлен Иванович Балакин. В состав редакционной коллегии журнала вошли представители Министерства тяжелого машиностроения («Союздизельмаш»), ведущие специалисты отраслевых научно-исследовательских институтов (НИИ), крупнейших дизелестроительных заводов, специализированных конструкторских бюро (КБ) и профильных вузов. Среди членов первого состава редколлегии журнала «Двигателестроение» были видные ученые Московского высшего технического училища (МВТУ) имени Н.Э. Баумана Михаил Георгиевич Круглов (заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели внутреннего сгорания», заместитель руководителя государственного комитета Совета министров СССР по науке и технике), Виталий Иванович Крутов (заведующий кафедрой «Теоретические основы теплотехники», председатель научно-технического совета Министерства высшего и среднего специального образования СССР), Николай Дмитриевич Чайнов (про-

фессор кафедры «Комбинированные двигатели внутреннего сгорания»).

С журналом сотрудничали такие видные ученые-двигателестроители, как Марк Иосифович Левин (ЦНИДИ, Ленинград), Юрий Борисович Свиридов (ЦНИТА, Ленинград), Борис Натанович Файнлейб (ЦНИТА, Ленинград), Иван Васильевич Астахов (МАДИ), Владимир Иванович Трусов (МАДИ), Валентин Николаевич Луканин (МАДИ), Алексей Сергеевич Хачиян (МАДИ), Валерий Иннокентьевич Толшин (МГАВТ), Виктор Валентинович Эфрос (Владимирский государственный университет), Александр Силыч Лышевский (Южно-Российский государственный политехнический университет, Новочеркасск), Александр Адольфович Грунауэр (Харьковский политехнический институт) и многие другие.

Популярность и профессиональный авторитет журнала быстро росли, и уже через несколько первых лет работы журнал объединил большинство учреждений и предприятий двигателестроения страны в единое информационное пространство. Журнал стал своеобразной трибуной для обмена научно-технической информацией о тенденциях развития двигателестроения в мире, обсуждения специалистами разнообразных научных гипотез, решения острых проблемных и спорных вопросов об основных направлениях развития конструкций и типаже отечественных двигателей, совершенствовании их систем и агрегатов, необходимости обеспечения их многотопливности, адаптивности (предтече современных двигателей с электронным управле-



В.И. Балакин



В.Т. Бордуков



Л.А. Новиков

Главные редакторы журнала «Двигателестроение», издававшегося в Ленинграде (Санкт-Петербурге)



М.Г. Круглов



В.И. Крутов



Н.Д. Чайнов

Ученые МВТУ им. Н.Э. Баумана, вошедшие в первый состав редколлегии журнала «Двигателестроение»



И.В. Астахов



В.И. Трусов



В.Н. Луканин



А.А. Грунауэр



В.И. Толшин



В.В. Эфрос

Ученые отрасли, сотрудничавшие с журналом «Двигателестроение»

нием), работы по замкнутому циклу (анаэробные двигатели), перспективах развития альтернативных и нетрадиционных тепловых двигателей различных компоновочных схем, реализующих различные термодинамические циклы (двигатели Ванкеля, Стирлинга), и многое другое.

Тематическая направленность публикаций сформировала ряд постоянных рубрик журнала, основными из которых в то время были: «Исследования и испытания двигателей»; «Конструирование и расчет двигателей»; «Агрегаты»; «Приборы и измерения»; «Материалы и технологии»; «Автоматизация, регулирование и диагностика»; «Эксплуатация и ремонт».

Журнал издавался ежемесячно, его тираж и подписка вышли на уровень важнейших профессиональных изданий страны. Редакция журнала постоянно организовывала и проводила научно-технические конференции, выполняла на высоком профессиональном уровне экспертизы по многочисленным спорным проектам, заявкам на изобретения (как правило, на «вечные двигатели» или двигатели с невероятно высоким КПД) с привлечением крупнейших ученых и специалистов.

Через год после ухода В.И. Балакина в 1989 г. по состоянию здоровья на заслуженный отдых директором ЦНИДИ и главным редактором журнала стал Валентин Тимофеевич Бордуков. Он работал в должности заместителя директора ЦНИДИ по научной работе и был одним из активных сторонников и инициаторов создания журнала. Под руководством нового главного редактора журнал полностью сохранил сложившиеся традиции и продолжил свое развитие, отражая все новые тенденции развития мирового и отечественного двигателестроения.

В журнале появились новые рубрики, такие как «Проблемы экологии», «Конверсия в науке», «Малая энергетика», «Гипотезы и изобретения». В это же время журнал был рекомендован Высшей аттестационной комиссией (ВАК) для публикации основных результатов научных исследований, проводимых соискателями ученых степеней кандидата и доктора технических наук.

Завершающийся период перестройки и проблемы проведения экономических реформ в середине 1990-х годов поставили издателя журнала ЦНИДИ, так же как и большинство отраслевых НИИ страны, в сложнейшее эко-

номическое положение, а сам журнал оказался под угрозой закрытия. В 1994 и 1995 гг. было выпущено всего по одному номеру журнала. В этот период только благодаря усилиям главного редактора В.Т. Бордукова и его убежденности в необходимости сохранения журнала для ученых и специалистов отрасли отечественного двигателестроения удалось спасти журнал от полного исчезновения с информационного поля, восстановить и стабилизировать его дальнейшую жизнь. От Министерства науки и технологий была получена финансовая поддержка, достаточная для того, чтобы с начала 1996 г. выпускать один номер журнала в квартал и выдерживать этот ритм издания в течение года. При этом редакции удалось сохранить высокий научно-технический уровень публикаций.

В новых условиях выживания некоммерческого научно-технического журнала «Двигателестроение», а таковыми в то время были все издаваемые в России научно-технические журналы, его главный редактор В.Т. Бордуков смог использовать для поддержки журнала целый ряд юбилейных дат. В 1996 г. отмечалось 300-летие Российского флота, и публикации, посвященные этой дате, были подготовлены и поддержаны судостроителями и судовладельцами. В 1999 г. ЦНИДИ совместно с заводами «Звезда» и «Русский дизель» (завод уже находился в конкурсном управлении) провели широкую информационную кампанию по празднованию 100-летия постройки первого российского двигателя с воспламенением от сжатия по патенту Р. Дизеля на заводе Нобеля в Санкт-Петербурге. В эти годы празднования сначала 100-летия создания Р. Дизелем своего рационального двигателя, а затем 100-летнего юбилея отечественного двигателестроения в журнал были направлены материалы всех основных дизелестроительных предприятий страны, тем самым впервые, после затяжного кризиса, известив читателей не только о своем существовании, но и о своих перспективных планах. Можно без преувеличения сказать, что опубликованные в эти годы на страницах журнала исторические материалы уникальны, поскольку в них были собраны сведения об истории крупнейших заводов, состоянии их производства и сведения о готовящейся к выпуску новой продукции.

Работа редакции вошла в нормальное русло, среди авторов, представлявших на страни-

цах журнала свои взгляды на развитие науки о двигателях и развитие отечественного двигателестроения, были такие крупные специалисты российской научной школы двигателестроения, как Р.М. Васильев-Южин, Б.М. Гончар, К.Е. Долганов, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллеров, А.К. Костин, В.Г. Кривов, А.В. Николаенко, Р.М. Петриченко, В.А. Путятинский, Р.В. Русinov, Ю.Я. Фомин и многие другие.

Однако 2004 г. вновь мог стать последним годом издания журнала. После смены руководства ЦНИДИ в 2002 г. В.Т. Бордуков, покинув пост директора института, оставался главным редактором журнала до 2005 г. Финансовое положение ЦНИДИ в это время несколько улучшилось и даже стабилизировалось. В соответствии с планами правительства по продаже производственных фондов (ликвидации) отраслевых НИИ, новая дирекция института готовила его к приватизации. Совершенно неожиданно для всех эта плановая работа завершилась признанием института в судебном порядке банкротом, введением в 2004 г. конкурсного управления институтом, которое завершилось в 2005 г. ликвидацией ЦНИДИ без правопреемников и увольнением всех сотрудников.

В начале 2005 г. распоряжением конкурсного управляющего ЦНИДИ права издателя журнала «Двигателестроение» были переданы ООО «ЦНИДИ-Экосервис», коммерческой организации, созданной после ликвидации ЦНИДИ на базе отдела малотоксичных двигателей, в целях продолжения издательской деятельности и выполнения обязательств редакции перед подписчиками. В новый состав редакции вошли сотрудники, которые были готовы продолжить выпуск журнала практически без всякого финансирования, руководствуясь убежденностью в том, что необходимо сохранить это единственное научное издание двигателестроителей с его признанной читателями высокой научной репутацией, тем самым отдавая должное памяти, усилиям и упорному труду его создателей.

В декабре 2005 г. по результатам открытого конкурса, объявленного редакцией, главным редактором журнала был избран генеральный директор ООО «ЦНИДИ-Экосервис» Лев Анатольевич Новиков. Под его руководством журнал издавался до конца 2021 г. Несмотря на все трудности, ежеквартальный ритм выпуска журнала был сохранен и ни разу не нарушен. При

этом новому составу редакции не только удалось сохранить лучшие традиции журнала, но и развивать новые. В соответствии с возросшими требованиями читателей и подписчиков были изменены дизайн и верстка, улучшено качество печати, при этом сделано все возможное, чтобы остались неизменными высокий научно-технический уровень публикуемых материалов, язык их изложения и подчеркнуто строгий черно-белый формат научного издания.

В этот период значительно вырос объем публикуемой информации о развитии двигателестроения за рубежом в форме обзоров по актуальным проблемам двигателестроения, опубликованных в ведущих научных зарубежных журналах, таких как “Diesel Progress International”, “Diesel & Gaz Turbine Worldwide”, “MTZ — Motortechnische Zeitschrift”, а также по материалам международных конгрессов двигателестроителей (CIMAC), в которых наши специалисты и предприятия, к сожалению, принимали весьма ограниченное участие.

С начала 2007 г. журнал «Двигателестроение» издавался при активной поддержке Военного инженерно-технического университета (ВИТУ, Санкт-Петербург), командование которого совместно с научно-преподавательским составом специализированных кафедр приняли самое деятельное участие в создании всех необходимых условий для плодотворной работы редакции и информационной поддержки издателя. В этот период благодаря активности и высокой квалификации членов редакционной коллегии и авторов журнал сохранил все свои рубрики, полностью восстановил и даже увеличил тираж и подписку периода лучших своих лет, в том числе среди зарубежных читателей.

Несмотря на высокую публикационную активность ученых и специалистов отрасли, в этот период отечественное двигателестроение находилось в состоянии упадка вследствие длительного развития целого ряда негативных явлений и факторов, таких как:

– потеря ведущих предприятий отраслевой науки в результате их банкротства, перепрофилирования после приватизации или целенаправленной ликвидации и, как следствие, отсутствие прикладных научных исследований в области развития конструкций двигателей, разработки комплектующих узлов и агрегатов, новых материалов и технологий их обработки;

– ликвидация, как нерентабельных, опытно-конструкторских подразделений и производств на двигателестроительных заводах, вследствие непонимания их собственниками и «управленцами-экономистами» всех уровней самой сути процессов создания и постановки на производство новой, сложной техники;

– слабое развитие отечественных специализированных производств, низкий технический уровень комплектующих агрегатов и компонентов двигателей, неразвитая кооперация;

– разобщенность разрозненных собственников дизелестроительных предприятий и несовпадение их интересов и целей с интересами и целями государства в развитии имеющих стратегическое значение отраслей магистрального транспорта (флот, железные дороги), а также разнообразных объектов военной инфраструктуры, обеспечивающих экономическую безопасность и обороноспособность страны;

– неуклонно снижающийся уровень подготовки квалифицированных кадров для машиностроения и двигателестроения из-за проблем в системах высшего, среднего, а также профессионально-технического образования.

Осознавая крайнюю озабоченность специалистов и научно-технических работников, занятых в отрасли, ее ускоряющимся разрушением и планируемым перепрофилированием действующих производственных мощностей, редакция журнала совместно с ВИТУ в 2009 г. организовали и провели Всероссийскую научно-тех-

ническую конференцию «Развитие двигателестроения в России», в решении которой было аргументированно показано, что существующее положение дел в двигателестроении есть закономерный результат развития ситуации, в которой управленцы и финансисты не утруждают себя осознанием особенностей объектов управления и сложности составляющих их процессов, а ситуация в целом отпущена на самотек.

По поручению оргкомитета конференции ее материалы были направлены Председателю Правительства Российской Федерации В.В. Путину, в профильные комитеты Государственной Думы РФ, руководителям основных федеральных министерств потребителей продукции двигателестроения (Минпромторг, Минтранс, Минобороны и Минэкономразвития) с предложениями участников конференции по принятию первоочередных мер для сохранения и развития отрасли отечественного двигателестроения. В результате предпринятых редакцией беспрецедентных усилий по привлечению внимания руководства страны к необходимости срочного решения системных проблем отрасли отечественного двигателестроения при поддержке Комитета по науке Государственной Думы Правительством РФ была принята и реализована подпрограмма «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» в рамках федеральной целевой программы «Национальная технологическая база».



№ 1 за 1979 г.



№ 6 за 1991 г.



№ 4 за 2021 г.

Номера журнала «Двигателестроение», издававшегося в Ленинграде (Санкт-Петербурге)

Это было безусловным успехом редакции и специалистов отрасли, результатом усилий которых было обеспечено государственное финансирование для создания двигателей нового поколения типа Д500 агрегатной мощностью от 4000 до 7000 кВт (АО «Коломенский завод», Московская обл., Коломна), типа ДМ185 агрегатной мощностью от 1500 до 1900 кВт (ООО «Уральский дизель-моторный завод», Екатеринбург), типа М150 PULSAR агрегатной мощностью от 800 до 1300 кВт (ПАО «Звезда», Санкт-Петербург).

Как уже неоднократно случалось в непростой судьбе журнала, период успешной и плодотворной работы вновь сменился острой кризисной ситуацией, вызванной реформой вузов (в частности, ВИТУ), находящихся в подчинении Министерства обороны РФ. В 2019 г. приказом министра обороны РФ было запрещено всем сотрудникам, находящимся на территории военных институтов и университетов, использование любых средств мобильной связи с возможностью выхода в сеть Интернет, а также использование незарегистрированных службой охраны государственной тайны компьютеров и накопителей информации. Были категорически запрещены без санкции этой же службы контакты с гражданами зарубежных стран и сотрудниками представительств зарубежных компаний (а это подписчики, спонсоры, рекламодатели и авторы журнала). В результате журнал практически лишился поддержки ВИТУ.

В сложившейся ситуации некоммерческий проект под названием «Научно-технический журнал «Двигателестроение»» вновь оказался на грани исчезновения. Один из постоянных спонсоров журнала ООО «НПФ «Экология»» получил права издателя и взял на себя расходы по оплате аренды помещения для размещения редакции и оплаты текущих расходов издательства, однако материальные ресурсы спонсора в условиях ограничений, связанных с пандемией COVID-19 быстро истощились. После нескольких неудачных попыток безвозмездно передать права издателя нескольким Санкт-Петербургским профильным вузам редакция журнала оказалась перед непростым выбором: закрыть одно из старейших специализированных изданий или передать права издателя любому российскому учебному заведению или предприятию, связанному с отраслью двигателестроения и осознаю-

щему не только полезность, но и необходимость поддержки специализированного старейшего научного журнала.

Судьба и на этот раз оказалась благосклонной к усилиям редакции по спасению журнала. Руководство и профессорско-преподавательский состав кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» (Э-2) Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана не посчитали недостатком то обстоятельство, что журнал не номинирован в зарубежных базах данных Scopus или Web of Science и убедили руководство университета в том, что журнал «Двигателестроение» может стать весьма полезным инструментом как в развитии отечественного двигателестроения в целом, так и в деле подготовки высококвалифицированных кадров для отрасли. Так, начиная с 2022 г. журнал «Двигателестроение» начал издаваться в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Следует подчеркнуть, что школа двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана является старейшей в России. Еще в 1907 г. в тогдашнем Императорском московском техническом училище (ИМТУ) Василием Игнатьевичем Гриневецким была основана специальность «Двигатели внутреннего сгорания». Среди выдающихся ученых-двигателестроителей, работавших в ИМТУ — МВТУ им. Н.Э. Баумана, необходимо отметить также Николая Романовича Брилинга, Евгения Карловича Мазинга, Германа Георгиевича Калиша, Дмитрия Николаевича Вырубова, упомянутых выше Михаила Георгиевича Круглова и Виталия Ивановича Крутова. Ими опубликовано ряд основополагающих работ по вопросам двигателестроения [6–12]. За учебники [9–12] коллектив авторов был удостоен государственной премии СССР. И за последние годы сотрудниками МГТУ им. Н.Э. Баумана изданы фундаментальные работы по различным проблемам современного двигателестроения [13–20].

Таким образом, перевод журнала «Двигателестроение» в стены старейшего технического вуза страны является логичным и закономерным. Главным редактором журнала стал исполняющий обязанности ректора МГТУ им. Н.Э. Баумана Михаил Валерьевич Гордин. До прихода в МГТУ им. Н.Э. Баумана в период с декабря 2016 г. по октябрь 2021 г. М.В. Гордин возглавлял



В.И. Гриневецкий



А.С. Орлин



Д.Н. Вырубов

Выдающиеся ученые-двигателестроители, работавшие в ИМТУ — МВТУ им. Н.Э. Баумана

Центральный институт авиационного моторостроения (ЦИАМ) им. П.И. Баранова. Под непосредственным руководством М.В. Гордина и при его активном участии в ЦИАМ им. П.И. Баранова начаты интенсивные научно-исследовательские работы в области гибридных и электрических силовых установок, по созданию современных авиационных поршневых двигателей на базе автомобильных аналогов, активирована работа в области агрегатов трансмиссий вертолетов и систем их диагностики. Редакционную коллегию журнала возглавил заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели

и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана Владимир Анатольевич Марков. Бывший главный редактор журнала Лев Анатольевич Новиков вошел в состав обновленной редколлегии журнала.

В связи с сокращением сети диссертационных советов и сложности их формирования в условиях уменьшения числа защит диссертаций в 2021 году Министерством науки и высшего образования и Высшей аттестационной комиссией РФ было принято решение об укрупнении научных специальностей. Две ранее действующие специальности: 05.04.02 «Тепловые



М.В. Гордин



В.А. Марков



Обложка журнала
№ 1 за 2022 г.

Главный редактор журнала «Двигателестроение», с 2022 г. издаваемого в МГТУ им. Н.Э. Баумана, М.В. Гордин, председатель редколлегии В.А. Марков, обложка первого номера журнала «Двигателестроение», вышедшего в МГТУ им. Н.Э. Баумана

двигатели» и 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» объединены в одну общую специальность: 2.4.7 «Турбомашины и поршневые двигатели». Научные журналы, публиковавшие статьи по ранее действующим специальностям ВАК, перерегистрируются по новым укрупненным специальностям.

В новом заявленном перечне научных специальностей, по которым будут публиковаться статьи в журнале «Двигателестроение», кроме уже названной новой объединенной специальности 2.4.7 присутствует еще 9 специальностей: 1.1.9 «Механика жидкости, газа и плазмы», 2.4.5 «Энергетические системы и комплексы», 2.4.6 «Теоретическая и прикладная теплотехника», 2.4.10 «Техносферная безопасность (в энергетике)», 2.5.3 «Трение и износ в машинах», 2.5.9 «Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды», 2.5.11 «Наземные транспортно-технологические средства и комплексы», 2.5.20 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)», 2.5.15 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов». В связи с этим обстоятельством журнал «Двигателестроение» начал публиковать статьи в рамках новых рубрик: «Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей», «Альтернативные энергетические установки», «Альтернативное топливо». С целью квалифицированной оценки статей, публикуемых в журнале и в этих рубриках, состав редколлегии расширен до 44 специалистов, среди которых 2 академика Российской академии наук (РАН), академики Академии педагогических наук, Академии военных наук, Академии естествознания, заслуженные деятели науки РФ, заведующие профильными кафедрами, члены экспертных советов ВАК РФ, 3 иностранных специалиста.

За 43 года, в течение которых издается журнал «Двигателестроение», было подготовлено и

выпущено 288 номеров журнала, опубликовано около 3700 статей по самым актуальным направлениям развития науки о двигателях и совершенствования их технико-экономических и эксплуатационных показателей — показателей топливной экономичности, токсичности отработавших газов, развитии теории и прикладных научных исследований в двигателестроении, совершенствовании технологии производства и ремонта, особенностях эксплуатации двигателей всех назначений в составе стационарных объектов и различных видах транспортной техники, применении нефтяных и альтернативных видов топлива, по другим актуальным проблемам двигателестроения.

За время его выпуска, и особенно в последние годы, журнал продолжает оставаться одним из немногих научных изданий отрасли отечественного двигателестроения. Нельзя не отметить, что популярность журнала, в особенности за несколько последних лет, значительно выросла не только у российской читательской аудитории, но и у зарубежных информационных агентств. Это нашло отражение как в высоких рейтинговых показателях журнала, определяемых по методикам Российской национальной электронной библиотеки, так и в наличии предложений о сотрудничестве с зарубежными информационными агентствами, специализирующимися на распространении научных статей и изданий.

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

Литература

- [1] Ванштейдт В.А. *Судовые двигатели внутреннего сгорания*. Ленинград, Машиностроение, 1962, 544 с.
- [2] Байков Б.П., Ванштейдт В.А., Воронов И.П. и др. *Дизели: Справочник*. Ленинград, Машиностроение. Ленинградское отделение, 1977, 480 с.
- [3] Ванштейдт В.А. *Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания*. Ленинград, Судостроение, 1978, 364 с.
- [4] Истомин П.А. *Крутильные колебания в судовых ДВС*. Ленинград, Судостроение, 1968, 304 с.

- [5] Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Б.П. и др. *Теория двигателей внутреннего сгорания: рабочие процессы*. Ленинград, Машиностроение. Ленинградское отделение, 1974, 551 с.
- [6] Гриневецкий В.И. *Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Типография литературного товарищества И.Н. Кушнерев и К°, 1907, 26 с.
- [7] Вырубов Д.Н. Физические характеристики дизельных топлив, определяющие процессы топливоподачи. *Дизелестроение*, 1935, № 8, с. 3–7.
- [8] Вырубов Д.Н., Добров Н.В. Уравнение скорости тепловыделения при диффузионном горении с учетом мелкости распыливания топлива. *Двигателестроение*, 1980, № 5, с. 12–14.
- [9] Орлин А.С., Алексеев В.П., Костыгов Н.И., Круглов М.Г., Крылов А.Н., Леонов О.Б., Мизернюк Г.Н., Ивин В.И., Чайнов Н.Д. *Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1970, 384 с.
- [10] Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Ивин В.И., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Мизернюк Г.Н. *Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1971, 400 с.
- [11] Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Роганов С.Г., Симаков Ф.Ф., Чайнов Н.Д. *Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1972, 464 с.
- [12] Орлин А.С., Алексеев В.П., Вырубов Д.Н., Костыгов Н.И., Круглов М.Г., Крутов В.И., Крылов А.Н., Леонов О.Б., Мизернюк Г.Н., Роганов С.Г. *Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1973, 480 с.
- [13] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Системы топливоподачи и управления дизелей*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2005, 344 с.
- [14] 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.
- [15] Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. *Работа дизелей на нетрадиционных топливах*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2008, 464 с.
- [16] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [17] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 515 с.
- [18] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, 589 с.
- [19] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [20] Марков В.А., Десянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Изд-во Lambert Academic Publishing, 2019, 420 с.

References

- [1] Vanshteydt V.A. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Marine Internal Combustion Engines]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1962, 544 p. (In Russ.).
- [2] Baykov B.P., Vansheydt V.A., Voronov I.P. et al. *Dizeli: Spravochnik* [Diesels: Directory]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningradskoe otdelenie publ., 1977, 480 p. (In Russ.).
- [3] Vanshteydt V.A. *Sudovye ustanovki s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Marine Installations with Internal Combustion Engines]. Leningrad, Sudostroenie publ., 1978, 364 p. (In Russ.).
- [4] Istomin P.A. *Krutil'nye kolebaniya v sudovykh DVS* [Torsional Vibrations in Marine Internal Combustion Engines]. Leningrad, Sudostroenie publ., 1968, 304 p. (In Russ.).
- [5] D'yachenko N.Kh., Kostin A.K., Pugachev B.P. et al. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya: rabochie protsessy* [Theory of Internal Combustion Engines: Workflows]. Leningrad, Mashinostroenie. Leningradskoe otdelenie publ., 1974, 551 p. (In Russ.).
- [6] Grinevetskiy V.I. *Teplovoy raschet dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Thermal Calculation of Internal Combustion Engines]. Moscow, Tipografiya literaturnogo tovarishchestva I.N. Kushnerev i K° publ., 1907, 26 p. (In Russ.).
- [7] Vyrubov D.N. Physical Characteristics of Diesel Fuels that Determine Fuel Supply Processes. *Dizelestroenie*, 1935, no. 8, pp. 3–7. (In Russ.).

- [8] Vyubov D.N., Dobrov N.V. Equation for the Rate of Heat Release during Diffusion Combustion, Taking into Account the Fineness of Fuel Atomization. *Engines Construction*, 1980, no. 5, pp. 12–14 (in Russ.).
- [9] Orlin A.S., Alekseev V.P., Kostygov N.I., Kruglov M.G., Krylov A.N., Leonov O.B., Mizernyuk G.N., Ivin V.I., Chaynov N.D. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Ustroystvo i rabota porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal Combustion Engines. Design and Operation of Piston and Combined Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1970, 384 p. (In Russ.).
- [10] Orlin A.S., Vyubov D.N., Ivin V.I., Kruglov M.G., Leonov O.B., Mizernyuk G.N. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya rabochikh protsessov porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal Combustion Engines. Theory of Working Processes of Reciprocating and Combined Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1971, 400 p. (In Russ.).
- [11] Orlin A.S., Vyubov D.N., Kruglov M.G., Leonov O.B., Roganov S.G., Simakov F.F., Chaynov N.D. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Konstruktsiya i raschet porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal Combustion Engines. Design and Calculation of Piston and Combined Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972, 464 p. (In Russ.).
- [12] Orlin A.S., Alekseev V.P., Vyubov D.N., Kostygov N.I., Kruglov M.G., Krutov V.I., Krylov A.N., Leonov O.B., Mizernyuk G.N., Roganov S.G. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemy porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal Combustion Engines. Piston and Combination Engine Systems]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1973, 480 p. (In Russ.).
- [13] 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.).
- [14] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispol'zovanie prirodnogo gaza i drugikh al'ternativnykh topliv v dizeľnykh dvigatelyakh* [Use of Natural Gas and Other Alternative Fuels in Diesel Engines]. Moscow, OOO “IRTs Gazprom” publ., 2007, 480 p. (In Russ.).
- [15] Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* [Operation of Diesel Engines on Non-Traditional Fuels]. Moscow, “Legion-Avtodata” publ., 2008, 464 p. (In Russ.).
- [16] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [17] Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyy teploobmen v porshnevykh dvigatelyakh* [Local Heat Transfer in Piston Engines]. Moscow, Bauman Press, 2016, 515 p. (In Russ.).
- [18] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of Piston Engines. Special Chapters]. Moscow, Bauman Press, 2016, 589 p. (In Russ.).
- [19] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevykh dvigateley* [Design and Calculation of Piston Engines]. Moscow, Bauman Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [20] Markov V.A., Devyanin S.N., Semenov V.G., Bagrov V.V., Zykov S.A. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitel'nykh masel* [Motor Fuels Made From Vegetable Oils]. Riga, Lambert Academic Publishing, 2019, 420 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 25.07.2022

Сведения об авторах

Новиков Лев Анатольевич — кандидат технических наук, старший научный сотрудник, генеральный директор ООО «НПФ «Экология». E-mail: ecology@rdiesel.ru

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

Novikov Lev Anatolyevich — Ph. D. (Eng.), Senior Researcher, Director of LLC “NPF Ekologiya”.

E-mail: ecology@rdiesel.ru

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

Markov Vladimir Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the 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:

Новиков Л.А., Чайнов Н.Д., Марков В.А. Журнал «Двигателестроение»: более 40 лет на передовом рубеже двигателестроительной науки. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 97–109.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.97-109>

Citation:

Novikov L.A., Chaynov N.D., Markov V.A. The Journal “Engines Construction”: over 40 Years the Frontier of Engine Building Science. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 97–109 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.97-109>

Требования к оформлению статей

1. Статьи направляются в редакцию по электронной почте. Архив материалов должен иметь формат .rar, рисунки могут находиться в одном архиве с текстом.

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

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

4. Заявление должно быть подписано авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия организации, адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код РИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.

5. В начале рукописи статьи в левом верхнем углу указывают индекс УДК. Затем приводят остальные данные в следующем порядке: полное название статьи (на русском и английском языках); инициалы и фамилии авторов (на русском и английском языках); названия организаций; аннотация не менее 150 слов (актуальность, постановка проблемы, пути решения поставленной проблемы, результаты и выводы); ключевые слова — понятия и термины, используемые в статье (8–10 слов); текст статьи; список литературы; информация об авторах.

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

7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисуночными подписями.

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

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

10. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.

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

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

13. Плата за публикацию статей не взимается.