

Двигателестроение

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

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

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

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

Подписано в печать 30.03.2026. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 11,75.

Содержание

Расчёты, конструирование, исследования поршневых двигателей

- Линдер Т.Ю., Горюнов А.А., Федеряева В.С., Клинов А.В., Зубов Е.В., Козринов Д.А., Андриянов С.М., Луцко В.А., Разваляев С.В.**
Исследование влияния конструктивных изменений рубашки охлаждения на тепловое состояние блока цилиндров дизеля 3
- Никитин П.Д., Асоян А.Р., Никитин Д.А., Чекмарев В.В.**
Оценка точности расчета формы поршневых колец в свободном состоянии 18
- Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Халилов Э.М., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Сакулин Р.Ю.**
Численное исследование воспламенения и сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым зажиганием 27
- Шайкин А.П., Бобровский Н.М., Шуваев В.Г., Каменов Р.У., Чернякина Д.В.**
Влияние особенностей конструкции камеры сгорания поршневого двигателя внутреннего сгорания на параметры внутрикамерных процессов 40

Системы и агрегаты двигателей

- Скоморовский С.А., Гаврилов В.В.**
Исследование внутрисопловых гидродинамических процессов в дизельной форсунке 49

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование

- Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Ложкин Н.С.**
Динамическая модель системы автоматического управления газовым двигателем, работающим на генератор 58

Альтернативные топлива

- Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С.**
Процесс сгорания в дизельном двигателе при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла ... 70
- Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Болдырев А.В., Быковская Л.И.**
Кунжутное масло как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу 80

Engines Construction

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

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

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is included into the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication of competitors works for scientific degrees

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

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

Contents

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Linder T.Yu., Goryunov A.A., Federyaeva V.S., Klinov A.V., Zubov E.V., Kozrinov D.A., Andrianov S.M., Lushcheko V.A., Razvalyaev S.V. Numerical investigation of the cooling jacket design on the thermal state of the cylinder block of a diesel engine	3
Nikitin P.D., Asoyan A.R., Nikitin D.A., Chekmarev V.V. Evaluation of the accuracy of calculating the shape of piston rings in a free state	18
Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Khalilov E.M., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Sakulin R.Yu The numerical study of aviation kerosene ignition and combustion in a spark-ignition four-stroke engine ...	27
Shaikin A.P., Bobrovsky N.M., Shuvaev V.G., Kamenov R.U., Chernyakina D.V. The Influence of Combustion Chamber Design Features on In-Cylinder Process Parameters in Piston Internal Combustion Engines	40

Engine Systems and Aggregates

Skomorovskiy S.A., Gavrilov V.V. Investigation of intra-nozzle hydrodynamic processes in a diesel nozzle	49
--	----

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Lozhkin N.S. Dynamic model of automatic control system of gas engine operating on generator	58
--	----

Alternative Fuel

Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. Combustion process in a diesel engine when running on methanol and methyl ester of rapeseed oil	70
Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Boldyrev A.V., Bykovskaya L.I. Sesame oil as an environmental additive to petroleum diesel fuel	80

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

Исследование влияния конструктивных изменений рубашки охлаждения на тепловое состояние блока цилиндров дизеля

Т.Ю. Линдер¹, А.А. Горюнов¹, В.С. Федеряева¹, А.В. Клинов¹, Е.В. Zubov¹,
Д.А. Козринов¹, С.М. Андриянов², В.А. Луцкеко², С.В. Разваляев²

¹ ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург,
Российская Федерация

² ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация

Numerical investigation of the cooling jacket design on the thermal state of the cylinder block of a diesel engine

T.Yu. Linder¹, A.A. Goryunov¹, V.S. Federyaeva¹, A.V. Klinov¹, E.V. Zubov¹,
D.A. Kozrinov¹, S.M. Andrianov², V.A. Lushcheko², S.V. Razvalyayev²

¹ Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation

² KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

Одно из основных направлений развития двигателей с воспламенением от сжатия — повышение эффективности их работы, которая сопровождается ростом их мощностных, экономических и экологических показателей, что, в свою очередь, влияет на тепловое состояние деталей двигателя. В работе исследована зависимость температуры огневого днища, выпускных каналов, головки блока цилиндров, втулки цилиндра, блока цилиндров от расхода охлаждающей жидкости для вариантов конструкций рубашки охлаждения. Показано, что перераспределение потоков охлаждающей жидкости путем конструктивных изменений рубашки охлаждения и, как следствие, локальное увеличение скорости охлаждающей жидкости наряду с увеличением расхода на головку блока цилиндров приводит к значительному снижению температуры в зоне огневого днища. Предложенный вариант конструкции охлаждающей полости головки блока цилиндров, полученный в результате расчетных исследований, позволил обеспечить приемлемые температуры, снизив локальные значения температур в зоне огневого днища на 11 %, седел впускных клапанов — на 16 %, седел выпускных клапанов — на 3 %, колодца форсунки — на 20 %.

Ключевые слова: головка блока цилиндров, блок цилиндров, CFD, гидродинамический расчет, метод конечных объемов, рубашка охлаждения, тепловое состояние деталей, численное моделирование, дизель

One of the main areas of development for compression-ignition engines is improving their operating efficiency, which is accompanied by an increase in their power, economic and environmental indicators, which, in turn, affects the thermal state of its components. This work examines the dependence of the temperature of the fire bottom, exhaust ports, cylinder head, cylinder liner, and cylinder block on the coolant flow rate for various cooling jacket designs. It is shown that redistribution of coolant flows through design changes to the cooling jacket and, as a result, a local increase in the coolant velocity, along with an increase in the flow rate to the cylinder head, leads to a significant decrease in the temperature in the fire bottom zone. The proposed design variant of the cylinder head cooling cavity, obtained as a result of computational studies, made it possible to ensure acceptable temperatures, reducing local temperature values in the fire bottom zone by 11 %, intake valve seats by 16 %, exhaust valve seats by 3 %, and the injector well by 20 %.

Keywords: cylinder head, cylinder block, CFD, fluid dynamics, finite volume method, cooling jacket, thermal state of components, numerical simulation, diesel

Введение

Развитие двигателей внутреннего сгорания (ДВС) связано с повышением эффективности их работы, которая сопровождается ростом их мощностных, экономических и экологических показателей, что, в свою очередь, влияет на тепловое состояние его деталей [1–3]. В процессе эксплуатации головка блока цилиндров (ГБЦ) испытывает большие тепловые нагрузки не только вследствие циклической смены температурных режимов, особенно при неустановившихся режимах работы (запуск и выключение дизеля), но и вследствие значительного градиента температур как по ширине, так и толщине в отдельных сечениях. Наибольшие значения температур возникают, как правило, в зоне межклапанной перемычки, огневого днища, мест размещения свечи, выпускного канала [4–7].

В связи с этим на стадии проектирования новой конструкции ДВС необходимо проводить комплексный анализ гидродинамики и теплообмена системы охлаждения ГБЦ с целью разработки наилучшей конфигурации, обеспечивающей максимальную эффективность работы системы охлаждения ГБЦ и наименьшие температуры в зоне огневого днища, межклапанной перемычки и др. Решение данной задачи с помощью натурных исследований не всегда возможно по ряду причин, к которым относятся в том числе временные и ресурсные ограничения. Таким образом, разработка, применение и совершенствование методик численного моделирования сопряженного теплообмена представляют собой важную и актуальную задачу в современном двигателестроении, поскольку позволяют сократить стоимость, сроки разработки и совершенствования новой продукции. В связи с этим *целью* данной работы является разработка методики и проведение расчетов теплового состояния вариантов конструкций ГБЦ для определения варианта, обеспечивающего наилучшее тепловое состояние ГБЦ и ее элементов.

Ранее, как правило, проблему определения температурного состояния компонентов двигателя рассматривали для каждого компонента отдельно. В отличие от традиционной последовательной связи, современное численное моделирование основано на одновременном решении уравнения энергии в глобальной области, включающей все твердотельные компоненты и жидкостную среду. Совместное решение урав-

нений энергии более точное по сравнению с последовательным [8], поскольку оно учитывает взаимное влияние теплового состояния деталей двигателя и охлаждающей жидкости (ОЖ).

Математическая модель

При построении математической модели тепловое состояние ГБЦ рассматривают на установившемся режиме и принимают за квазистационарное. Математическое описание расчета основано на том, что для моделирования течения ОЖ применяют фундаментальные принципы сохранения массы, импульса и энергии. Для оценки характеристик потока используют осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса. Численное моделирование теплового состояния ГБЦ выполняют в программном продукте ANSYS Fluent с помощью соответствующих уравнений для определения значений полей скоростей ОЖ при движении в полостях системы охлаждения (СО), температуры, давления, коэффициентов теплоотдачи. Для описания турбулентного переноса использовалась модель турбулентности k – ε realizable [9], основанная на уравнениях переноса кинетической энергии турбулентности k и ее диссипации ε :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ + \rho C_1 S_\varepsilon - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon, \end{aligned}$$

где t — время; ρ — плотность текучей среды; x_j — пространственные координаты; i, j — индексы; u_i — скорость; μ — динамическая вязкость текучей среды; μ_t — турбулентная вязкость; σ_k , σ_ε — турбулентные числа Прандтля для k и ε соответственно; G_k — преобразование кинетической энергии турбулентности средних градиентов скорости; G_b — генерация кинетической энергии турбулентности за счет плавучести; Y_M — вклад флуктуирующего расширения в сжимаемой турбулентности в общую скорость диссипации; S_k , S_ε — определяемые пользователем составляющие; C_1 — динамический коэффициент; S — модуль тензора средней скорости

деформации; C_2 , C_{1e} , C_{3e} — константы, определенные экспериментальным путем; ν — кинематическая вязкость. При этом

$$C_1 = \max\left[0,43, \frac{\eta}{\eta+5}\right]; \quad \eta = S \frac{k}{\mu}; \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}},$$

η — вспомогательный параметр.

Для улучшения решения в зоне пограничного слоя используют пристеночные функции [10].

В качестве ОЖ принят водный 50%-ный раствор этиленгликоля. Рабочая жидкость задана как несжимаемая, плотность, теплоемкость, теплопроводность и вязкость которой зависят от температуры. Жидкостное охлаждение деталей цилиндропоршневой группы высоконагруженных ДВС сопровождается локальным фазовым переходом, поскольку при повышении температуры ОЖ до температуры насыщения начинается процесс, характеризующийся переходом жидкости в парообразное состояние. В данной работе объем жидкости, в котором температура превышает температуру насыщения [11] при локальном давлении, оценивается с помощью CEL-выражения в постпроцессоре.

Конвективный перенос теплоты к корпусу ДВС или от него определяется теплопередачей. Конвективный теплообмен в полости СО описывается законом Ньютона [12]

$$q''_{so} = \alpha_l (T_{so} - T_{cf}),$$

где q''_{so} — локальный тепловой поток в полости СО, Вт/м²; α_l — локальный коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/м²; T_{so} — температура поверхности внутренней полости СО; T_{cf} — характерная температура ОЖ.

Конструктивные варианты сектора блока цилиндров

В данной работе исследуется сектор блока цилиндров для V-образного 12-цилиндрового двигателя в режиме работы с частотой вращения коленчатого вала 1200 мин⁻¹, прототипом которого послужила конструкция рядного 6-цилиндрового двигателя грузового автомобиля.

Исследуемая геометрическая модель (рис. 1) сектора блока цилиндров включает:

- рубашку охлаждения (РО) одного цилиндра с участками входного и выходного коллектора;
- сектор блока цилиндров;

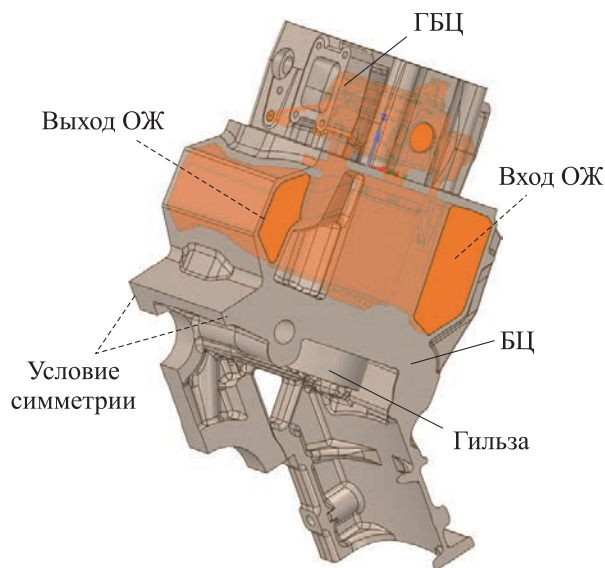


Рис. 1. Геометрическая модель сектора блока цилиндров двигателя V12

- головку блока цилиндров;
- седла клапанов, направляющие стержней клапанов, колодец форсунки;
- гильзу цилиндра.

Головка блока цилиндров, блок цилиндров и гильза, седла клапанов выполнены из чугуна марок EN-GJL-350 [13], EN-GJL-300 [13], СЧ20 [14] соответственно.

Варианты РО ГБЦ, исследуемые в данной работе, представлены на рис. 2:

а) вариант 1 — РО для ГБЦ 6-цилиндрового двигателя грузового автомобиля, спроектированная после изменения геометрии впускных и выпускных каналов с учетом рекомендаций компании AVL;

б) вариант 2 — здесь уменьшено сечение в зоне установки форсунки с целью увеличения скорости течения и снижения высоких температур в зоне огневого днища;

в) вариант 3 представляет собой измененный вариант 2 с добавлением перегородки в выходном патрубке ГБЦ для препятствия образованию вихря в выходном патрубке ГБЦ;

г) вариант 4 представляет собой РО, максимально близкую по своей форме к РО ГБЦ базового рядного 6-цилиндрового двигателя, исключены рекомендации AVL, добавлена перегородка в выходном патрубке ГБЦ для препятствия образованию вихря в выходном патрубке ГБЦ;

д) вариант 5 — здесь увеличена полость РО в зоне межклапанной перемычки, замкнуто кольцо РО вокруг направляющей стержня вы-

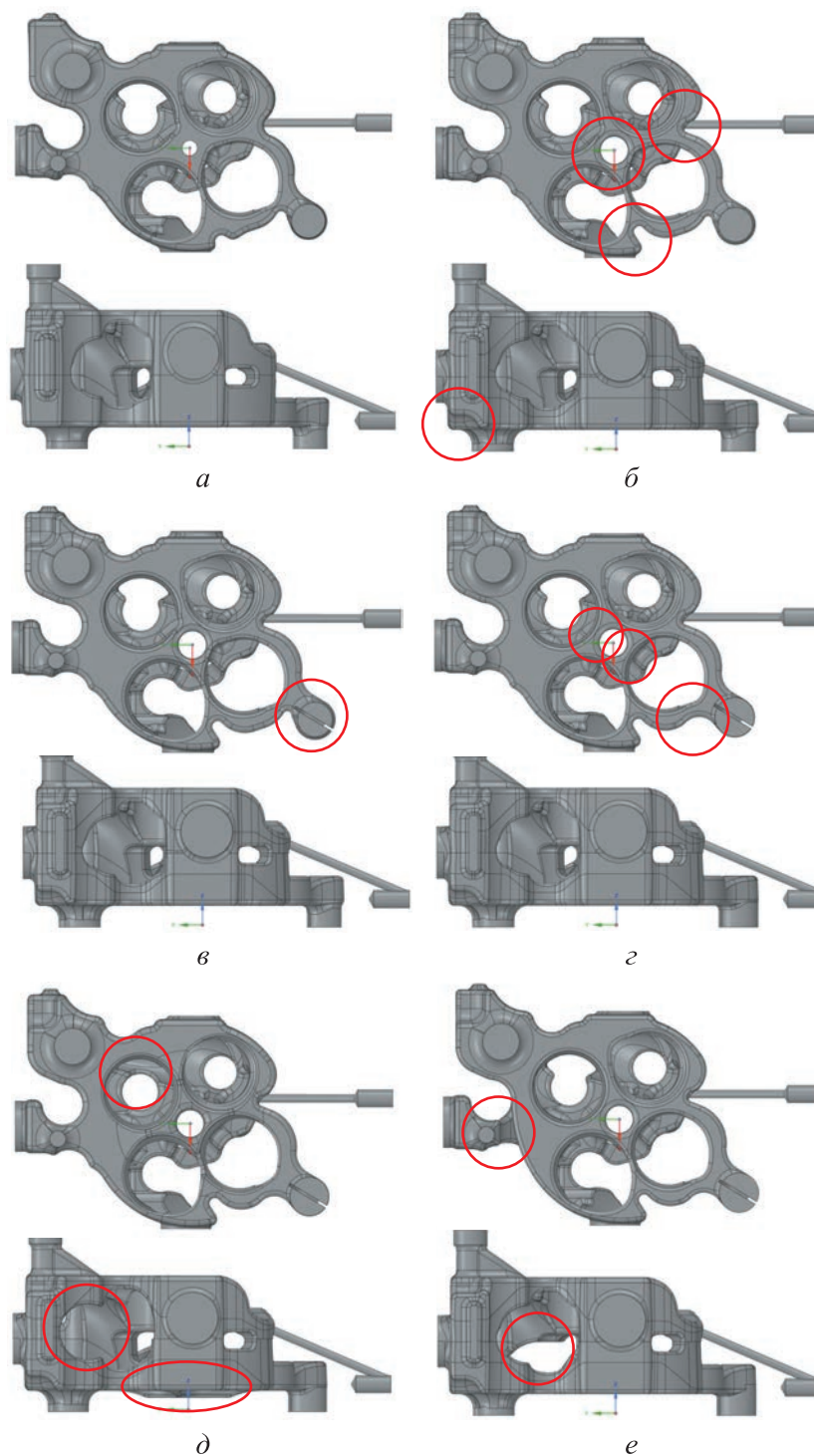


Рис. 2. Варианты РО ГВЦ:

a — вариант 1; *б* — вариант 2; *в* — вариант 3; *г* — вариант 4; *д* — вариант 5;
е — вариант 6

пускного клапана, добавлена перегородка в выходном патрубке ГВЦ для препятствования образованию вихря;

е) вариант 6 — здесь поток ОЖ от входного патрубка ГВЦ меньшего диаметра изолирован

от нижней части ГВЦ, добавлена перегородка в выходном патрубке ГВЦ для препятствования образованию вихря.

Сеточные модели для каждого варианта сгенерированы в ANSYS Fluent Meshing. Для рас-

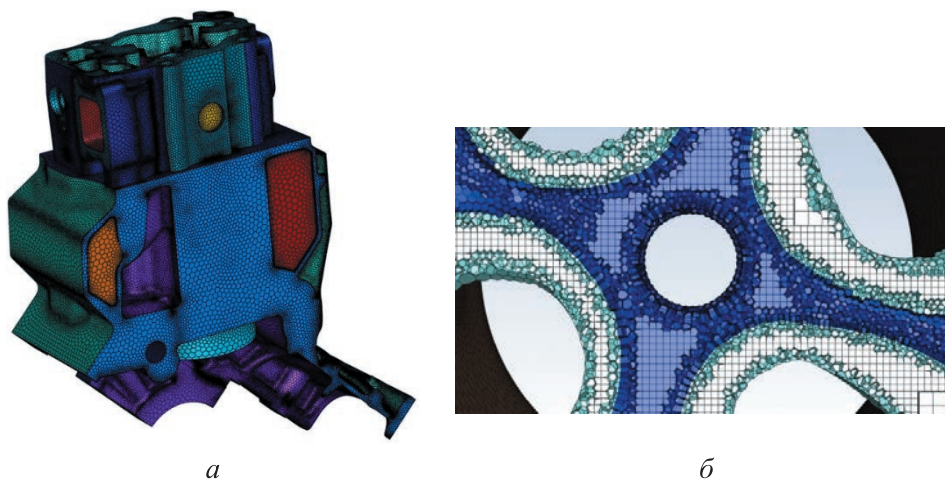


Рис. 3. Пример сеточной модели:
а — общий вид; б — сечение в зоне межклапанной перемычки

чета выбрана сетка Poly-hexcore, она содержит элементы разных форм: гексаэдров в основной области, призм на границе и полиэдрических элементов в переходной зоне. Общее число элементов в каждой модели составляет примерно 6 млн ячеек, 4,5 млн ячеек из которых приходится на жидкостную среду. Размер ячеек составляет от 0,57 до 4,5 мм.

Повышенную надежность решения обеспечивают интерфейсы для зон контакта твердотельных и жидкостных регионов, где используется полностью конформная (совпадающая) сетка для более точного учета взаимного влияния.

На всех границах жидкостного региона созданы пристеночные призматические слои для разрешения пограничного слоя. Пример сеточной модели представлен на рис. 3. Минимальное ортогональное качество элементов для каждой модели составляет не менее 0,2.

Моделирование гидродинамики и сопряженного теплообмена

Для расчета теплового состояния ГБЦ необходимо задать локальные тепловые граничные условия. Основная доля тепловой нагрузки поступает через поверхности камер сгорания и стенки цилиндров, а основная часть получаемой теплоты отводится в СО. Для задания тепловой нагрузки на всех поверхностях камеры сгорания использованы результаты расчета рабочего процесса в AVL FIRE для режима максимального крутящего момента 12-цилиндрового двигателя (1200 мин⁻¹ по внешней скоростной характеристике) и в виде условий 3-го рода:

осредненных по циклу коэффициентов теплоотдачи и температур газа в указанных точках (рис. 4) переданы во Fluent.

На поверхностях, контактирующих с воздухом подкапотного пространства, заданы коэффициенты теплоотдачи и температура воздуха в подкапотном пространстве. Для расчета интенсивности теплообмена через внешние стенки двигателя используется методика [15, 16]:

$$\alpha_v = \frac{Nu_{L'} \lambda_v}{D_{экв}}.$$

Здесь $Nu_{L'}$ — число Нуссельта для внешнего обтекания тела с характерной длиной L' , полученной путем деления площади поверхности теплообмена двигателя на периметр плоскости проекции блока цилиндров в направлении течения; λ_v — теплопроводность воздуха;

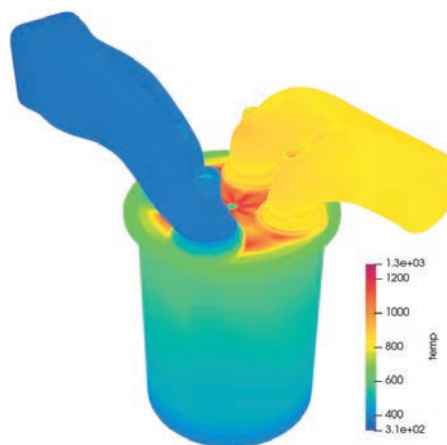


Рис. 4. Распределение температуры газа в цилиндре, К

$D_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр зазора между стенками двигателя и подкапотного пространства, для $Nu_{L'}$ при значении числа Рейнольдса $Re_{L'} > 10^5$ справедлив закон Блазиуса

$$Nu_{L'} = 1,27 \frac{0,0296 Re_{L'}^{0,8} Pr}{1 + 1,58(Pr - 1) Pr^{-0,25} Re_{L'}^{-0,1}},$$

где Pr — число Прандтля.

Также условия 3-го рода используются для задания условий теплоотдачи на поверхностях масляной системы, коэффициенты теплоотдачи рассчитаны для стекающей масляной пленки [17]:

$$\alpha_m = \frac{Nu_{\text{пл}} \lambda_m}{\delta_{\text{прив}}},$$

где для ламинарного режима $Re_{\text{пл}} < 2300$ модифицированный критерий Нуссельта

$$Nu_{\text{пл}} = 0,67 Re_{\text{пл}}^{0,11} Pr_m^{0,33} \left(\frac{\delta_{\text{прив}}}{h} \right)^{0,33},$$

где Pr_m — число Прандтля для масла; $\delta_{\text{прив}}$ — приведенная толщина масляной пленки; h — высота орошаемой поверхности; $Re_{\text{пл}}$ — модифицированный критерий Рейнольдса для пленки, $Re_{\text{пл}} = 4\Gamma/\mu_m$ (Γ — линейная плотность орошения; μ_m — динамическая плотность масла).

На входе в проточную часть сектора БЦ указаны объемный расход и температура теплоносителя, на выходе из проточной части поддерживается статическое давление. Объемный

расход ОЖ на двигатель принят в диапазоне 830...1300 л/мин, предположено, что на один цилиндр приходится 1/12 этой величины. Максимальный и минимальный объемный расход ОЖ на двигатель выбран в соответствии с расходно-напорной характеристикой центробежного насоса ОЖ для максимального и минимального предполагаемого сопротивления проектируемой РО двигателя.

Прогнозируемые значения температур ГБЦ демонстрируют типичное распределение температуры для двигателей этого типа [17, 18] (рис. 5). По приведенным на рис. 5 данным видно, что хотя большая часть огневого днища нагрета до высоких значений температуры, наиболее сильно нагрета зона в области перемычки между выпускными клапанами 400...440 °С. Этот небольшой мост — одно из самых сложных мест с точки зрения охлаждения. Он подвергается воздействию высокотемпературных газов, когда они покидают камеру сгорания через выпускные отверстия, проходящие по обе стороны от перемычки. Кроме того, трудно обеспечить подачу достаточного количества ОЖ в эту зону и она, как правило, характеризуется низкими скоростями и наличием застойных зон.

Поскольку для уменьшения температуры межклапанных перемычек стремятся интенсифицировать омывание центральной зоны огневого днища ГБЦ с помощью ОЖ, была подготовлена конструкция РО согласно варианту 2 (см. рис. 2, б). В ней с целью снижения высо-

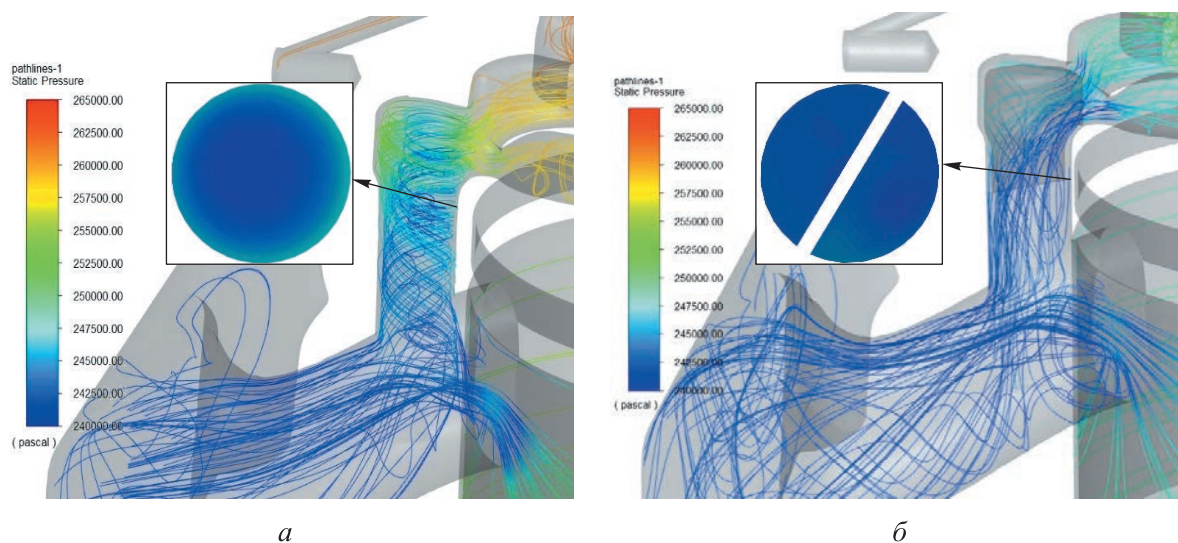


Рис. 5. Влияние перегородки на закрутку потока в выходном патрубке ГБЦ (расход ОЖ 830 л/мин):
а — вариант 2; б — вариант 3

кой температуры в зоне огневого днища путем увеличения скорости течения уменьшено сечение в зоне установки форсунки, а также изменена геометрия для предотвращения обтекания ОЖ области над центром огневого днища. Как видно из данных, приведенных в таблице, данная модификация не привела к существенному снижению температуры в зоне огневого днища по сравнению с исходной конструкцией. Это, вероятно, связано с высоким гидравлическим сопротивлением РО ГБЦ в целом, что приводит к перераспределению расхода ОЖ в пользу зазора вокруг гильзы цилиндра.

В результате расчетов конструкций РО согласно вариантам 1 и 2 было выявлено наличие зоны рециркуляции потока (вихря) в выходном патрубке ГБЦ (см. рис. 5). С целью нивелирования его влияния на сопротивление РО ГБЦ была установлена перегородка (см. рис. 2, в). Как показали результаты расчетов, наличие перегородки согласно варианту 3 позволило снизить на 3 % температуру в зоне огневого днища, впускных каналов на 8 % за счет увеличения расхода в ГБЦ из-за снижения общего сопротивления РО ГБЦ. Вместе с тем, согласно варианту 3, температура выпускного канала увеличилась на 5 %.

Конфигурация РО по варианту 4 позволила незначительно снизить температуры в зоне огневого днища примерно на 3 %.

Изменения, принятые в варианте 5 ГБЦ, привели к значительному снижению температуры огневого днища при тех же расходах ОЖ по сравнению с вариантами 2 и 6 (рис. 6). Из приведенных в таблице данных видно, что максимальная температура в зоне огневого днища снизилась практически на 11 % по сравнению с вариантом 1, температура в зоне впускного канала снизилась на 21 %, температура в зоне выпускного канала увеличилась на 5 %, температура седел выпускных клапанов снизилась на 3 % (рис. 7), а впускных — снизилась на 16 %. С учетом того что снижение температуры ГБЦ достигается во многом за счет перераспределения расхода ОЖ между РО ГБЦ и зазора вокруг гильзы, варианты 4 и 5 обеспечивают снижение температуры гильзы при снижении температуры ГБЦ в наиболее термонапряженных зонах.

Конфигурация РО согласно варианту 6 приводит к снижению температуры в зонах впускных, выпускных каналов на 13 %, способствует увеличению температуры выпускных каналов

ГБЦ на 3 % и незначительному снижению температуры в зоне огневого днища на 5 %.

Таким образом, модификация РО по варианту 5 обеспечивает наилучший отвод теплоты и снижение температуры в целевых зонах ГБЦ. Общий вид теплового состояния БЦ, гильзы и ГБЦ приведен на рис. 8.

В результате расчетных исследований установлено, что кратное увеличение расхода ОЖ (рис. 9) приводит к значительному снижению температуры на огневом днище. Так, для наиболее эффективной конфигурации РО по варианту 5 с увеличением расхода ОЖ с 0,7 до 1,1 кг/с температура огневого днища снижается с 391 до 372 °С. При этом, как видно из данных, приведенных на рис. 10, а и б, с увеличением расхода температура втулок клапанов и выпускного канала снижается незначительно в пределах 2 %. Это, вероятно, связано с движением нагретой ОЖ от выпускного канала к месту стыка выпускного канала с направляющей стержня клапана, в результате чего он омывается уже нагретой ОЖ, при этом основной расход ОЖ направляется в нижнюю часть ГБЦ для охлаждения огневого днища, и скорости в верхней части невелики.

С увеличением расхода ОЖ, соответственно увеличивается гидравлическое сопротивление ГБЦ (рис. 11), причем наибольшим сопротивлением обладает конфигурация согласно вариантам 1 и 2, это вызвано наличием зоны вихревого потока в выходном канале ГБЦ, что отчетливо видно на рис. 5, б. Как показали результаты расчетов, наибольший вклад в снижение гидравлического сопротивления ГБЦ вносит перегородка (рис. 2, в), установленная в выходном патрубке 3 варианта ГБЦ с целью предотвращения закрутки потока (см. рис. 11). Поэтому в последующих вариантах 4–6 данный конструктив был учтен.

Согласно полученным результатам, области с температурой ОЖ выше линии насыщения крайне малы и составляют 0,003–0,15 % от объема РО ГБЦ в зависимости от режима работы и конструкции ГБЦ, однако данная модель не учитывает расширение пара и эффект образования паровой пленки [8], препятствующей эффективному отводу теплоты от горячих поверхностей, поэтому следует стремиться к уменьшению зон локального перегрева ОЖ.

По объему ОЖ с температурой выше линии насыщения ГБЦ версии 6 обеспечивает самый низкий объем ОЖ с температурой выше линии

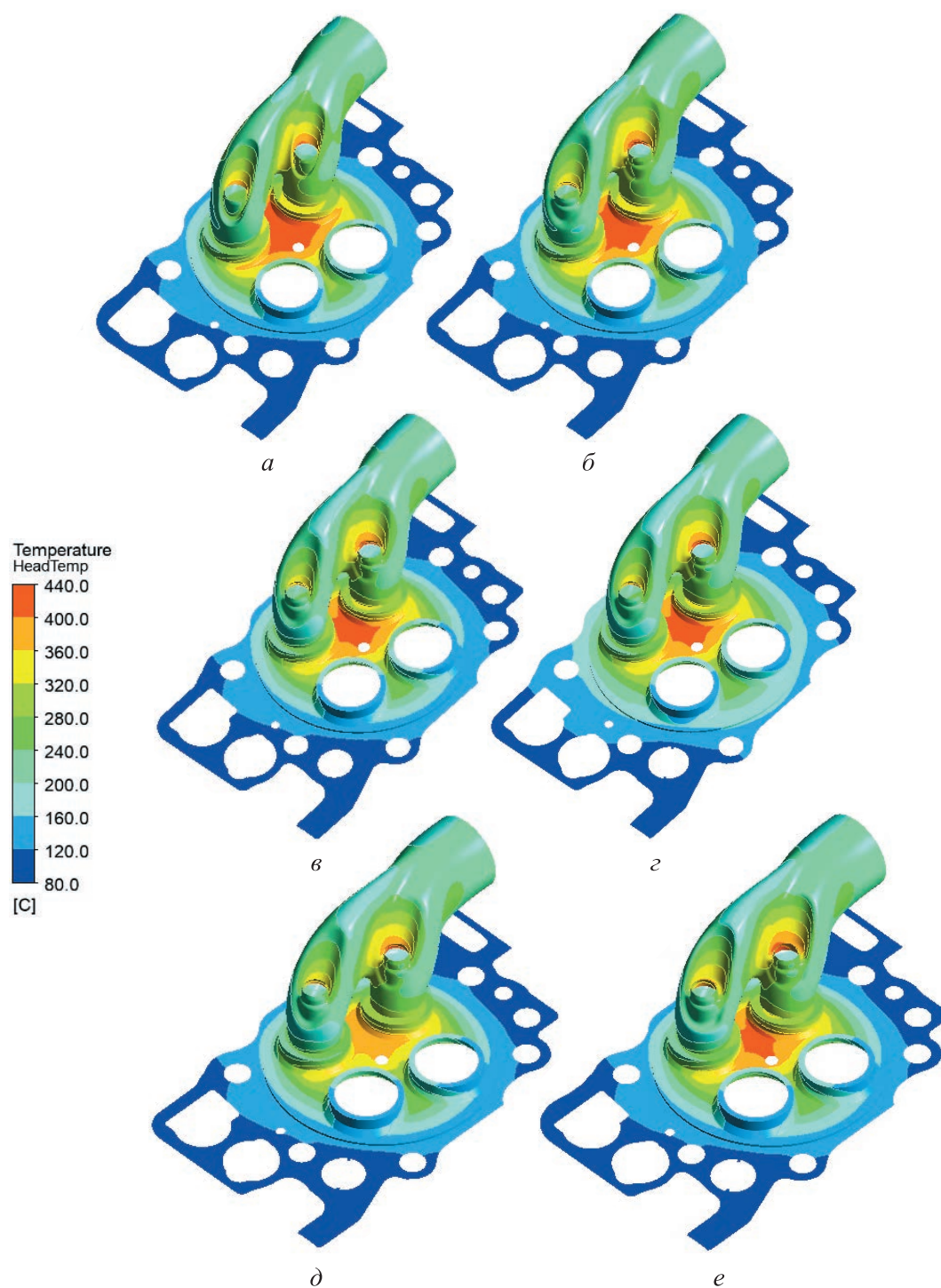


Рис. 6. Тепловое состояние огневого днища и выпускных каналов при расходе на двигатель 830 л/мин:

a — вариант 1; *б* — вариант 2; *в* — вариант 3; *г* — вариант 4; *д* — вариант 5; *е* — вариант 6

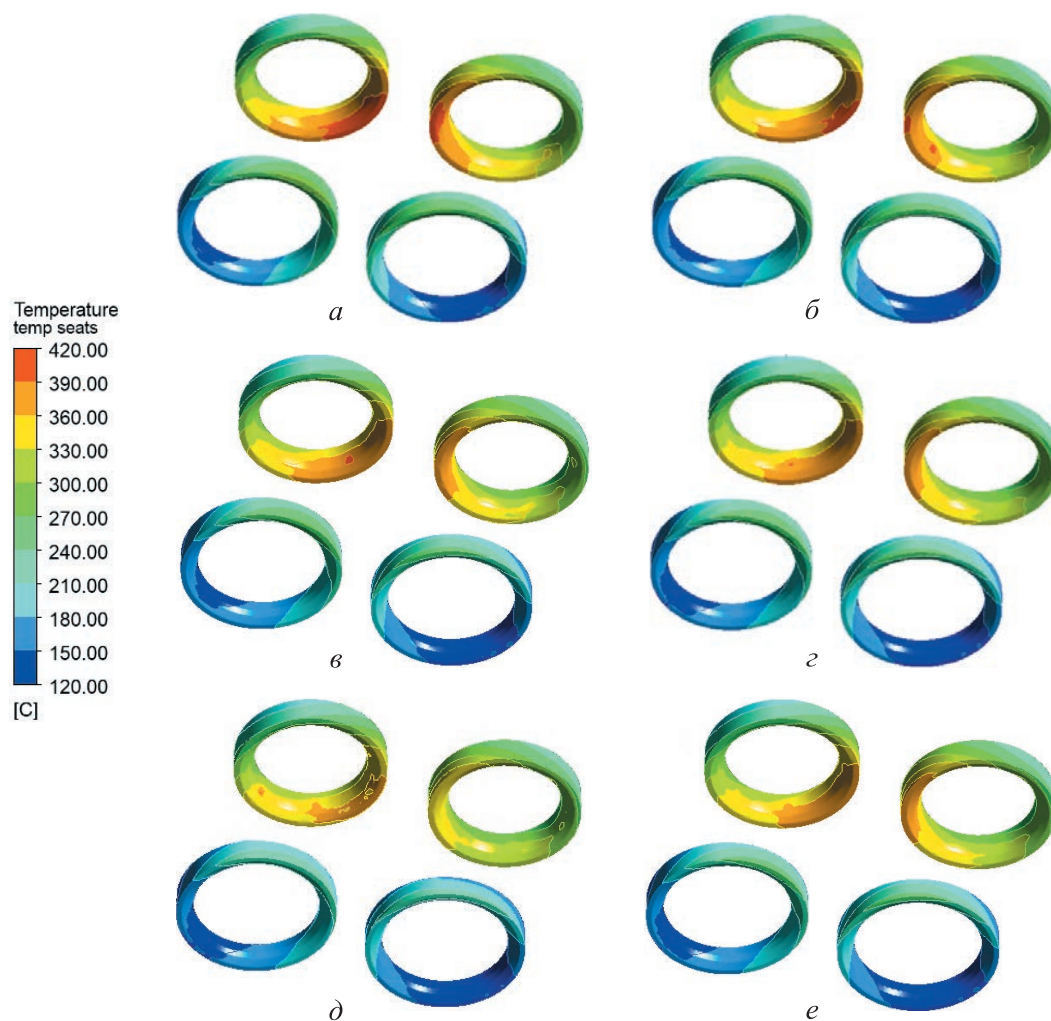


Рис. 7. Тепловое состояние седел клапанов при расходе на двигатель 830 л/мин:
а — вариант 1; *б* — вариант 2; *в* — вариант 3; *г* — вариант 4; *д* — вариант 5; *е* — вариант 6

Тепловое состояние элементов ГБЦ при расходе на двигатель 830 л/мин

Компонент	Температура, °С, для различных вариантов конструкции ГБЦ					
	1	2	3	4	5	6
Огневое днище ГБЦ	437,24	431,27	422,38	421,45	391,59	417,48
Впускной канал ГБЦ	218,44	207,73	199,89	197,85	172,55	188,86
Выпускной канал ГБЦ	413,06	439,01	434,61	434,25	433,89	428,86
Направляющие стержней выпускных клапанов	446,24	441,03	437,14	436,63	435,29	436,23
Седла впускных клапанов	287,58	278,37	271,72	269,4	239,09	257,98
Седла выпускных клапанов	406,39	413,72	404,72	393,76	394,94	384,99
Колодец форсунки	304,94	310,72	298,72	298,83	246,81	288,24
Гильза	229,52	228,90	229,28	222,79	226,90	228,47
Сектор БЦ	153,29	152,35	153,26	151,72	152,38	152,59

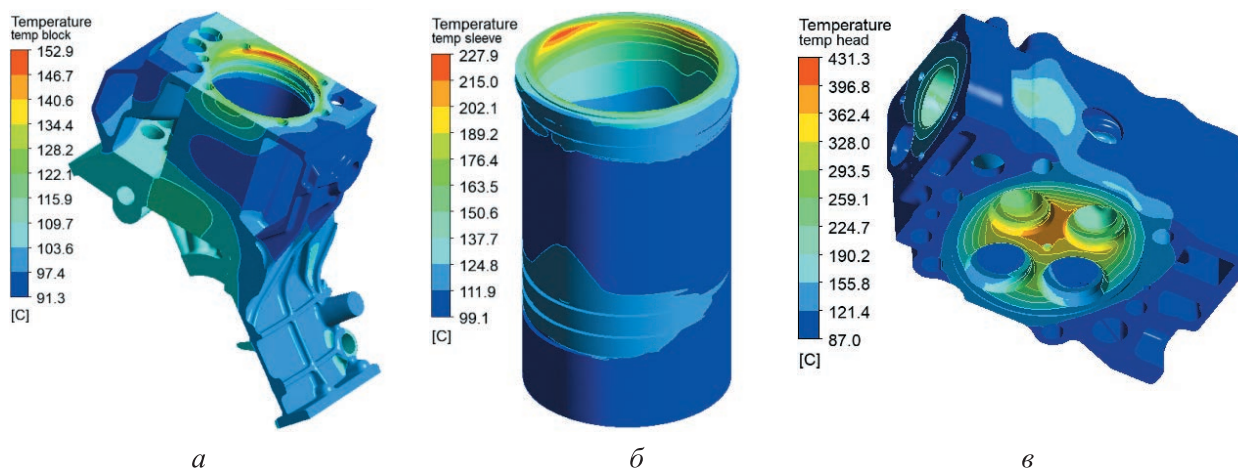


Рис. 8. Тепловое состояние сектора БЦ (а), гильзы (б) и ГБЦ (в) варианта 5 (расход 830 л/мин)

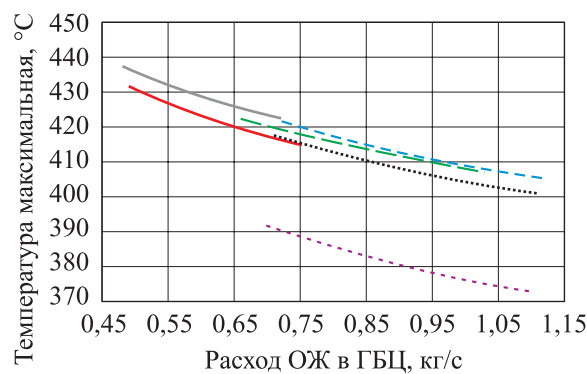


Рис. 9. Зависимость максимальной температуры огневого днища ГБЦ от расхода ОЖ для разных вариантов конструкции ГБЦ:

— вариант 1; — вариант 2; - - вариант 3; - - вариант 4; вариант 5; вариант 6

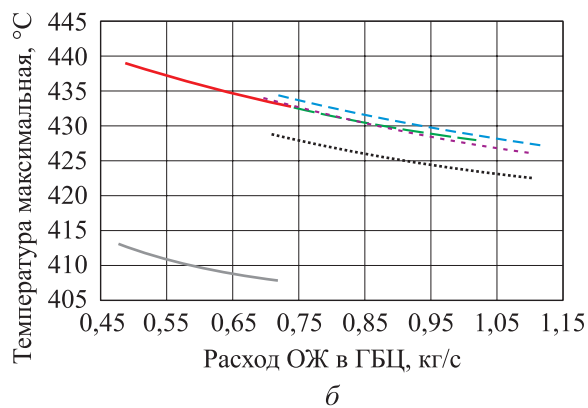
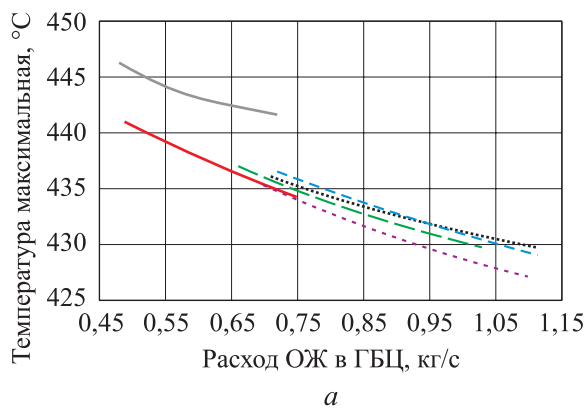


Рис. 10. Зависимость максимальной температуры деталей ГБЦ от расхода ОЖ: а — втулки клапанов; б — выпускной канал (обозначения вариантов см. рис. 9)

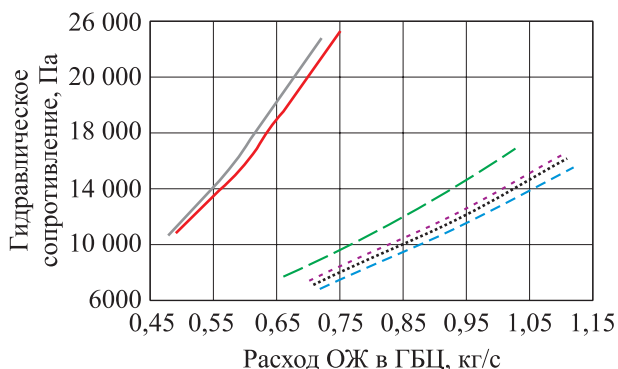


Рис. 11. Зависимость гидравлического сопротивления ГБЦ от расхода ОЖ (обозначения вариантов см. рис. 9)

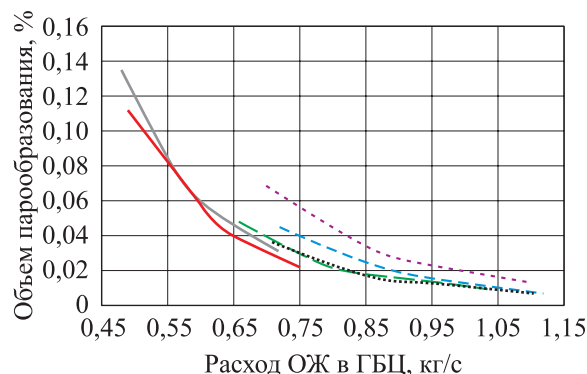


Рис. 12. Объем перегретой ОЖ относительно объема РО ГБЦ (обозначения вариантов см. рис. 9)

насыщения, ГБЦ версии 5 обеспечивает объем перегретой ОЖ выше, чем варианты 2 и 6 при тех же расходах ОЖ в ГБЦ, однако обеспечивает гораздо более низкий объем перегретой ОЖ при том же расходе на сектор, чем ГБЦ варианта 2, и значительно более низкие температуры огневого днища, чем ГБЦ варианта 6 при том же расходе (рис. 12). Повышение объема ОЖ с температурой выше линии насыщения вызвано снижением скорости в увеличенной полости над огневым днищем (см. рис. 2, д).

Среди рассмотренных вариантов конструкции РО вариант 5 обеспечивает наилучший отвод теплоты и снижение температуры в ключевых зонах ГБЦ, меньший объем жидкости с температурой выше линии насыщения при том же расходе ОЖ на сектор блока цилиндров.

Заключение

В работе рассмотрено моделирование гидродинамики и теплообмена вариантов конструкций ГБЦ дизеля V12. Ключевая особенность этого метода — синхронная дискретизация и решение уравнений сохранения массы, импульса и энергии во всех включенных в расчет твердых

и жидкостных областях, что позволяет определять тепловые нагрузки компонентов ГБЦ, параметры ОЖ в проточной части РО, исследовать влияние конструкции РО ГБЦ на тепловое состояние компонентов ГБЦ учетом всех факторов: гидравлического сопротивления, перераспределения расхода между ГБЦ и гильзой, локальных ускорений и замедлений потока, теплового состояния соседних компонентов, локальных перегревов ОЖ.

Моделирование теплового состояния ГБЦ исходной конфигурации характеризуется достаточно высокими значениями температуры в области огневого днища (примерно 440 °С), что требует дальнейшей проработки конструкции с целью снижения температур в данной зоне.

Предложенный в результате проведения численных исследований вариант конструкции РО ГБЦ позволяет обеспечить приемлемый уровень температуры компонентов ГБЦ, в том числе снизить температуру в зоне огневого днища на 11 % при том же расходе ОЖ на заданном режиме работы, а также температуру седел выпускных клапанов на 3 %, колодца форсунки на 20 %.

Литература

- [1] Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Гарипов Р.Д., Карпов А.И., Фардеев Л.И., Маннанов М.Д. Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 30–39.
- [2] Гумеров И.Ф., Куликов А.С., Фардеев Л.И., Ханнанов М.Д., Бурлаков В.В., Кидрасова А.А. Повышение эффективности охлаждения поршня за счет изменения конструкции форсунки. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 24–31. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.24-31>
- [3] Гумеров И.Ф. Повышение степени сжатия в автомобильных дизелях: анализ взаимного влияния эффективных показателей рабочего процесса и прочностных характеристик. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 22–33.

- [4] Wu H., Wang H., Liu Z. Analysis of temperature field in cylinder head and cylinder block of engine. *IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO)*, 2018, pp. 223–227.
- [5] Jahangirian S., Hosseini S.A. A multi-physics 3D modeling methodology for multi-cylinder diesel engine thermal management and fatigue life prediction. *Int. J. Mater. Manf.*, 2015, vol. 8, iss. 3, pp. 893–904. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0671>
- [6] Rezaei M. et al. Thermal analysis of multiple layers steel (MLS) cylinder head gasket via test. *The Journal of Engine Research*, 2017, vol. 48, pp. 19–25.
- [7] Shabuddin Md., Srikanth R. Design and thermal analysis of cylinder head in diesel engine. *Int. J. of Research.*, 2016, vol. 03, iss. 11, pp. 610–627.
- [8] Fontanesi S., Cicalese G., Giacomini M. Multiphase CFD–CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 52, iss. 2, pp. 293–303. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.005>
- [9] *ANSYS fluent theory guide*. Release 15.0. ANSYS Inc. November 2013.
- [10] Przulj V. Pragmatic wall treatment for RANS simulations on Cartesian cut-cell grids. *6th Int. Symp. Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Rome, Begell House, Inc, 2009, 12 p.
- [11] *Ethylene glycol product guide*. ME Global Group of Companies, 2008.
- [12] Алексеев Д.Г., Галышев Ю.В., Зайцев А.А. Методика моделирования теплонапряженного состояния блока цилиндров поршневого двигателя с сопряжением условий гидродинамики и теплообмена. *Пром-Инжиниринг. VI Всерос. науч.-техн. конф.: сб. тр.* Челябинск, Издательский центр ЮУрГУ, 2020, с. 80–85.
- [13] Standard DIN-EN1561:2024–03. *Grey cast irons*. 2024, 43 p.
- [14] ГОСТ 1412–85. *Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки*. Москва, ИПК Издательство стандартов, 1987.
- [15] Якубович А.И., Тарасенко В.Е. Теплообмен между блок-картером двигателя и потоками воздуха в моторном отделении. *Наука и техника*, 2008, № 2, с. 37–44.
- [16] Касаткин А.Г. *Основные процессы и аппараты химической технологии*. Москва, Альянс, 2005, 750 с.
- [17] Toninel St., Calvert I., Atanu Ph. Improving the methodology for 3D fluid-thermal analyses of large-bore engine cylinder heads. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2014. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5673>
- [18] Patil M., Pise A., Gokhale N. Simulation of conjugate heat transfer (CHT) between engine head and cooling medium of diesel engine. *SAE Technical Papers*, 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1662>

References

- [1] Gumerov I.F., Valeev D.H., Kulikov A.S., Karpov A.I., Fardeev L.I., Garipov R.D., Khannanov M.D. New generation of diesel engine type KAMAZ P6: development of construction and processing methods. *Engines Construction*, 2020, no. 1, pp. 30–39. (In Russ.).
- [2] Gumerov I.F., Kulikov A.S., Fardeev L.I., Khannanov M.D., Burlakov V.V., Kidrasova A.A. Increasing the piston cooling efficiency by changing the nozzle design. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 24–31. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.24-31>
- [3] Gumerov I.F. Increasing compression ratio in the automobile diesel engines: analyzing mutual influence of the efficient performance indicators and the strength characteristics. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 22–33. (In Russ.).
- [4] Wu H., Wang H., Liu Z. Analysis of temperature field in cylinder head and cylinder block of engine. *IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO)*, 2018, pp. 223–227.
- [5] Jahangirian S., Hosseini S.A. A multi-physics 3D modeling methodology for multi-cylinder diesel engine thermal management and fatigue life prediction. *Int. J. Mater. Manf.*, 2015, vol. 8, iss. 3, pp. 893–904. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0671>
- [6] Rezaei M. et al. Thermal analysis of multiple layers steel (MLS) cylinder head gasket via test. *The Journal of Engine Research*, 2017, vol. 48, pp. 19–25.
- [7] Shabuddin Md., Srikanth R. Design and thermal analysis of cylinder head in diesel engine. *Int. J. of Research.*, 2016, vol. 03, iss. 11, pp. 610–627.
- [8] Fontanesi S., Cicalese G., Giacomini M. Multiphase CFD–CHT optimization of the cooling jacket and FEM analysis of the engine head of a V6 diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 52, iss. 2, pp. 293–303. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.005>

- [9] ANSYS *fluent theory guide*. Release 15.0. ANSYS Inc. November 2013.
- [10] Przulj V. Pragmatic wall treatment for RANS simulations on Cartesian cut-cell grids. *6th Int. Symp. Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Rome, Begell House, Inc, 2009, 12 p.
- [11] *Ethylene glycol product guide*. ME Global Group of Companies, 2008.
- [12] Alekseyev D., Galyshev Y., Zaytsev A. Method for modeling the heat-stressed state of a piston engine cylinder block with the hydrodynamic and heat exchange conjugate conditions. *Prom-Inzhiniring. VI Vserossiyskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya: sbornik trudov* [Prom-Engineering. VI All-Russian Scientific and Technical Conference: Collection of Proceedings]. Chelyabinsk, SUSU Publ., 2020, pp. 80–85. (In Russ.).
- [13] Standard DIN-EN1561:2024–03. *Grey cast irons*. 2024, 43 p.
- [14] GOST 1412–85. *Chugun s plastinchatym grafitom dlya otlivok. Marki*. [State Standard 1412–85. Lamellar graphite cast iron for castings. Grades]. Moscow, IPK House of Standards Publ., 1987. (In Russ.).
- [15] Yakubovich A.I., Tarasenko V.E. Heat exchange between the engine crankcase and air flows in the engine compartment. *Nauka i tekhnika*, 2008, no. 2, pp. 37–44. (In Russ.).
- [16] Kasatkin A.G. *Osnovnye processy i apparaty himicheskoy tekhnologii* [Basic processes and apparatus of chemical technology]. Moscow, Alliance Publ., 2005, 750 p. (In Russ.).
- [17] Toninel St., Calvert I., Atanu Ph. Improving the methodology for 3D fluid-thermal analyses of large-bore engine cylinder heads. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2014. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5673>
- [18] Patil M., Pise A., Gokhale N. Simulation of conjugate heat transfer (CHT) between engine head and cooling medium of diesel engine. *SAE Technical Papers*, 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1662>

Материалы получены редакцией 29.10.2025

Сведения об авторах

Линдер Татьяна Юрьевна — ведущий инженер, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: tatiana.linder@urfu.ru

Горюнов Александр Александрович — ведущий конструктор, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: a.a.goriunov@urfu.ru

Федеряева Валерия Святославовна — руководитель направления гидрогазодинамики, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. SPIN-код: 9450-1670; Web of Science Reasercher ID: 1058931; ORCID: 0000-0003-2752-7905. E-mail: vs.federiaeva@urfu.ru

Клинов Артем Валерьевич — ведущий конструктор, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: a.v.klinov@urfu.ru

Зубов Евгений Владимирович — инженер-конструктор 2 категории, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: e.v.zubov@urfu.ru

Козринов Дмитрий Александрович — ведущий конструктор, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: d.a.kozrinov@urfu.ru

Андриянов Сергей Михайлович — кандидат технических наук, начальник КИО расчетных исследований двигателя, ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация. SPIN-код: 7772-0634; Web of Science Reasercher ID: O-5738-2017; ORCID: 0000-0002-8460-0251. E-mail: z-sergei-z@mail.ru

Лучеко Василий Александрович — кандидат технических наук, главный специалист по моделированию рабочего процесса ДВС — руководитель группы, ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация. E-mail: Vasiliy.Lushcheko@kamaz.ru

Разваляев Сергей Владимирович — ведущий инженер-конструктор, ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация. E-mail: razvalyaevsv@kamaz.ru

Information about the authors

Linder Tatyana Yuryevna — Lead Engineer, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. E-mail: tatiana.linder@urfu.ru

Goryunov Aleksandr Aleksandrovich — Lead Designer, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. E-mail: a.a.goriunov@urfu.ru

Federyaeva Valeria Svyatoslavovna — Head of the Fluid Gas Dynamics Department, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. SPIN-code: 9450-1670; Web of Science Researcher ID: 1058931; ORCID: 0000-0003-2752-7905. E-mail: vs.federiaeva@urfu.ru

Klinov Artem Valerievich — Lead Designer, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. E-mail: a.v.klinov@urfu.ru

Zubov Yevgeny Vladimirovich — 2nd Category Design Engineer, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. E-mail: e.v.zubov@urfu.ru

Kozrinov Dmitry Aleksandrovich — Lead Designer, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation. E-mail: d.a.kozrinov@urfu.ru

Andrianov Sergey Mikhailovich — Ph. D. (Eng.), Head of the Engine Computational Research Department, KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation. SPIN-code: 7772-0634; Web of Science Researcher ID: O-5738-2017; ORCID: 0000-0002-8460-0251. E-mail: z-sergei-z@mail.ru

Lushcheko Vasily Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Chief Specialist in Internal Combustion Engine Operation Process Modeling — Group Leader, KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation. E-mail: Vasily.Lushcheko@kamaz.ru

Razvalyaev Sergey Vladimirovich — Leading Design Engineer, KAMAZ PTC, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation. E-mail: razvalyaevsv@kamaz.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Линдер Т.Ю., Горюнов А.А., Федеряева В.С., Клинов А.В., Зубов Е.В., Козринов Д.А., Андриянов С.М., Луцко В.А., Разваляев С.В. Исследование влияния конструктивных изменений рубашки охлаждения на тепловое состояние блока цилиндров дизеля. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 3–17.

Citation:

Linder T.Yu., Goryunov A.A., Federyaeva V.S., Klinov A.V., Zubov E.V., Kozrinov D.A., Andrianov S.M., Lushcheko V.A., Razvalyaev S.V. Numerical investigation of the cooling jacket design on the thermal state of the cylinder block of a diesel engine. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 3–17. (In Russ.).

УДК 621.436

Оценка точности расчета формы поршневых колец в свободном состоянии

П.Д. Никитин¹, А.Р. Асоян^{1,2}, Д.А. Никитин³, В.В. Чекмарев³

¹ Российский университет дружбы народов (РУДН), Москва, Российская Федерация

² ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», Москва, Российская Федерация

³ ФГБОУ ВО Вавиловский университет, Саратов, Российская Федерация

Evaluation of the accuracy of calculating the shape of piston rings in a free state

P.D. Nikitin¹, A.R. Asoyan^{1,2}, D.A. Nikitin³, V.V. Chekmarev³

¹ RUDN University, Moscow, Russian Federation

² MADI, Moscow, Russian Federation

³ FSBEI HE Vavilov University, Saratov, Russian Federation

Радиальное давление поршневого кольца на гильзу цилиндра определяется давлением газов в закольцеванном пространстве в совокупности с давлением, которое кольцо оказывает за счет упругих сил, возникающих при его изгибе. Последние полностью определяются формой кольца в свободном состоянии, от которой зависит не только работоспособность двигателя, но и технологичность изготовления колец. Одной из наиболее известных является методика расчета формы поршневых колец, предложенная в работах Саратовского политехнического института. В литературе описан и ряд других методик, позволяющих оценить контактное силовое взаимодействие в сопряжении «кольцо — гильза цилиндра». Однако расчеты по этим методикам приводят к погрешностям вычислений, достигающим 11 %. Причины погрешностей объясняются использованием упрощенных разностных схем и некорректным экстраполированием недостающих точек кольца на краях интервалов для вычисления производных от перемещений. В то же время, нет достоверных данных по точности предлагаемых методик. В представленной работе оценена точность расчета формы поршневых колец в свободном состоянии по методике Саратовского политехнического института. Исследования показали, что для повышения точности расчетов по этой методике необходимы корректировки, которые позволят устранить причины возникновения неприемлемых погрешностей расчетов и оптимизировать данный метод, сведя предельные погрешности к 1,0...1,5 %.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, работоспособность двигателя, герметизация камеры сгорания, гильза цилиндра, поршень, поршневое кольцо, погрешность вычисления, приспособляемость поршневого кольца

The radial pressure of a piston ring on the cylinder liner is determined by the gas pressure in the ring space, combined with the pressure exerted by the ring due to elastic forces arising from its bending. The latter are entirely determined by the ring's free — floating shape, which determines not only engine performance but also ring manufacturing efficiency. One of the most well-known methods for calculating piston ring shape is proposed in the works of the Saratov Polytechnic Institute. A number of other methods for assessing the contact force interaction in the ring-cylinder liner interface are described in the literature. However, calculations using these methods lead to calculation errors of up to 11 %. This is due to the use of simplified difference schemes and incorrect extrapolation of missing ring points at the edges of intervals for calculating displacement derivatives. At the same time, there is a lack of reliable data on the accuracy of the proposed methods. This paper assesses the accuracy of calculating the free-floating shape of piston rings using the Saratov Polytechnic Institute method. Research has shown that this method requires adjustment to improve the accuracy of calculations, which will eliminate the causes of unacceptable calculation errors and optimize this method, reducing the maximum errors to values from 1.0 to 1.5 %.

Keywords: internal combustion engine, engine performance, combustion chamber sealing, cylinder liner, piston, piston ring, calculation error, piston ring adaptability

Введение

Важнейшим узлом современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является цилиндропоршневая группа [1–4]. Обеспечение плотного прилегания поршня с кольцами к гильзе цилиндров обеспечивает эффективную работу ДВС [5–10]. При этом, как было доказано профессором Б.Я. Гинцбургом в работе [11], гарантировать работоспособность и необходимую приспособляемость поршневого кольца (т. е. его способность без просвета прилегать к гильзе искаженной формы) с обеспечением вышеуказанных требований может кольцо, имеющее конкретную и единственную форму в свободном состоянии.

Согласно литературным источникам [12–18], для обеспечения оптимальной работоспособности цилиндропоршневой группы ДВС компрессионные поршневые кольца должны обеспечивать не только «беспросветное» прилегание к гильзе цилиндров, но и требуемое (в зависимости от условий работы конкретного поршневого двигателя) распределение давления на ее стенки. При этом необходимо соблюдать данные требования применительно не только к гильзе с идеально круглой формой, но и при наличии искажений последней [14, 15, 18–21]. Отклонения формы гильзы от номинальной (круглой) обусловлены разными влиянием различных факторов: технологических — погрешности базирования при обработке и собственно погрешности обработки; монтажных — деформации гильзы, обусловленные монтажными напряжениями, возникающими вследствие усилий крепления гильзы; температурных — деформации

гильзы, вызываемые воздействием температурных полей в теле гильзы [12–14, 16]. Наиболее характерные виды искажений формы представлены на рис. 1.

Задачей нахождения распределения давления в кольце по периметру гильзы занимались многие ученые, и в открытых литературных источниках представлено несколько известных решений [16–19, 21–23]. Однако в части из них не учитывается эффект отрыва кольца от гильзы, что существенно искажает результаты. Так, в работе [23] приведен график распределения радиального давления кольца на гильзу цилиндра, имеющий отрицательные значения давления (рис. 2). Очевидно, что зона отрицательных значений давления не может существовать в действительности, следовательно, реальная эпюра распределения радиальных давлений кольца на гильзу на самом деле будет иметь совершенно другой характер. Соответственно, степень достоверности результатов вызывает определенный скептицизм. Вместе с тем из теории упругости известно, что форма поршневого кольца в свободном состоянии и давление, оказываемое кольцом на стенку гильзы цилиндра, связаны между собой следующим уравнением:

$$p(\varphi) = [u''''(\varphi) + 2u''(\varphi) + u(\varphi)] \frac{EJ}{br^4}, \quad (1)$$

где $p(\varphi)$ — давление кольца на гильзу цилиндра; $u(\varphi)$ — перемещение точек кольца; E — модуль упругости; J — момент инерции; b — высота кольца; r — радиус средней линии кольца.

Данное уравнение не имеет точного аналитического решения.

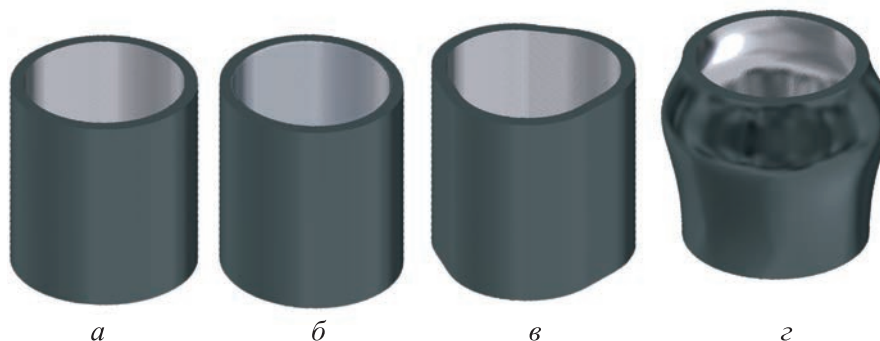


Рис. 1. Типичные отклонения формы гильз цилиндров:

а — отклонение диаметра; *б* — конусность; *в* — огранка (встречается разных порядков в зависимости от условий крепления гильз а градиентов температурных полей); *г* — «бочкообразность» (как правило, вследствие износа)

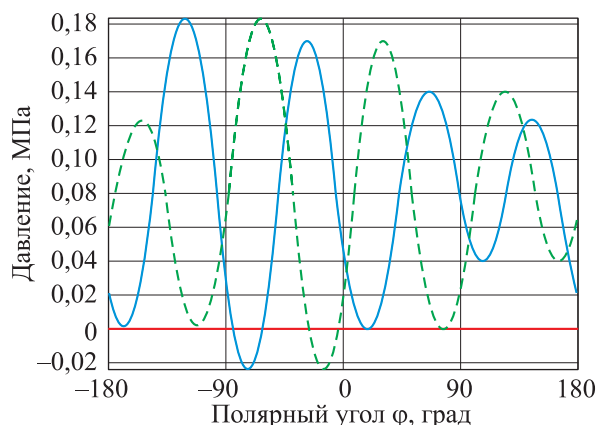


Рис. 2. Распределение давления между кольцом и гильзой с деформацией [23]:

— ось кольца «замок — спинка» совпадает с большой осью овала образующей гильзы; — ось кольца «замок — спинка» смещена на 60° относительно большой оси овала образующей гильзы

Наиболее точное решение этого уравнения представлено в работах Саратовского политехнического института [24, 25]. В этих работах авторы предлагают решение данного уравнения методом конечных разностей, который раскрыт, например, в работе [26].

Учитывая, что при расчете поршневого кольца по этой методике, как правило, задаются требуемым распределением давления кольца на гильзу цилиндра $p(f)$, а уравнение требует решения относительно перемещений точек кольца $u(f)$ при его переходе из свободного состояния в сжатое, авторы предложили заменить в уравнении (1) производные их следующими разностными выражениями:

$$\frac{d^2 u}{d\varphi^2} = \frac{1}{H^2} (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}); \quad (2)$$

$$\frac{d^4 u}{d\varphi^4} = \frac{1}{H^4} [u_{i-2} - 4u_{i-1} + 6u_i - 4u_{i+1} + u_{i+2}], \quad (3)$$

где H — шаг численного дифференцирования.

С учетом (2) и (3) уравнение (1) примет вид

$$\frac{1}{H^4} [u_{i-2} + u_{i-1} (2H^2 - 4) + u_i (H^4 - 4H^2 + 6) + u_{i+1} (2H^2 - 4) + u_{i+2}] = \frac{p(\varphi) b r_0^4}{EJ}, \quad (4)$$

где b — высота кольца, мм; r_0 — радиус средней линии кольца, мм.

Выпадающие «слева» недостающие точки средней линии кольца восполняли в силу ее симметрии относительно оси кольца «замок — спинка», а «справа» — используя следующие полиномиальные зависимости:

$$u_{N+1} = (2 - H^2)u_n - u_{N-1}; \quad (5)$$

$$u_{N+2} = (2 - H^2)^2 u_N + (2H^2 - 4)u_{N-1} + u_{N-2}, \quad (6)$$

где N — количество точек кольца, используемых в решении.

В результате уравнение (1) сводится к системе линейных уравнений (СЛАУ), в матричной форме, имеющей следующий вид:

$$AB = U. \quad (7)$$

Здесь A — матрица левых частей уравнения (4); B — матрица требуемых давлений кольца; U — матрица искомых перемещений точек кольца.

Тогда искомые перемещения определяются следующим образом:

$$U = A^{-1}B. \quad (8)$$

Перемещение точки кольца C при его переходе из сжатого состояния в свободное показано на рис. 3.

Более того, авторы предложили использовать в расчетах гильзу не как твердое тело, а как упругое основание Винклера, что позволило им достаточно достоверно учитывать зоны отсутствия контакта между кольцом и гильзой цилиндра. При этом, задаваясь перемещениями

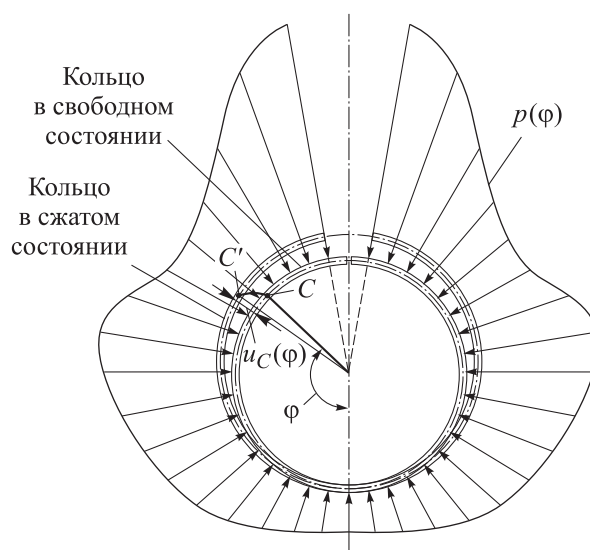


Рис. 3. Схема перехода кольца из свободного положения в сжатое

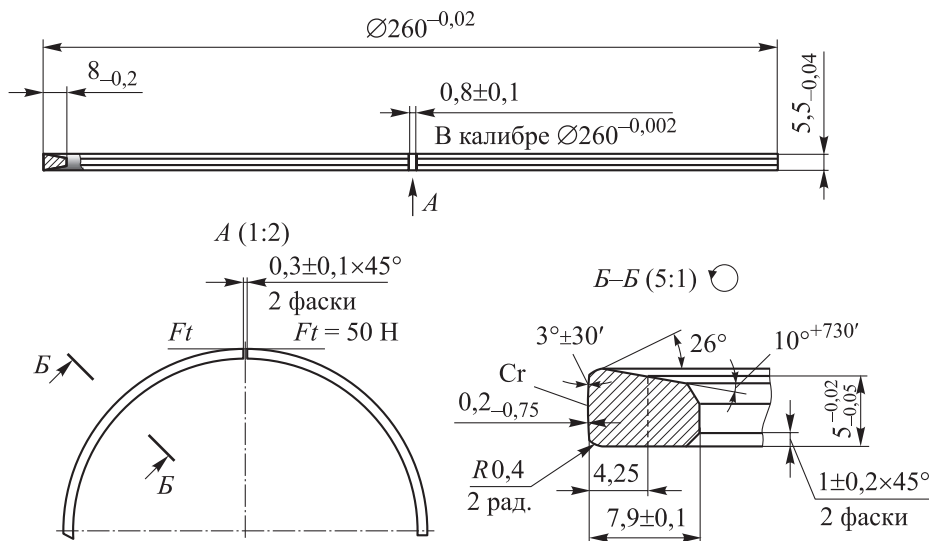


Рис. 4. Эскиз верхнего компрессионного кольца дизельного двигателя типа Д49

точек кольца u при его переходе из свободного состояния в сжатое, можно определить давление кольца на гильзу цилиндра в любой точке. Однако точность метода не подвергалась оценке.

Определение точности метода

Для оценки точности данного метода нами в качестве объекта исследований использовалось верхнее компрессионное кольцо (рис. 4) с равномерным распределением давления среднеоборотного тепловозного дизельного двигателя типа Д49 (ЧН 26/26) с числом цилиндров от 8 до 20.

Расчетная форма данного кольца в свободном состоянии представлена на рис. 5 в виде графика приращений радиусов-векторов точек кольца u при его переходе из свободного состояния в рабочее (сжатое).

Данные перемещения аппроксимировались следующим полиномом:

$$u(\varphi) = C_0 \varphi \sin \varphi + \sum_{k=1}^9 (1 - \cos k\varphi \cdot C_k), \quad (9)$$

где $C_0, \dots, C_k$ — коэффициенты полинома; k — количество членов полинома.

Погрешность полиномиальной аппроксимации при этом не превышает 0,02 % и представлена на рис. 6. Выбор данного полинома обусловлен возможностью его аналитического дифференцирования, что позволило нам сравнить аналитическое и численное дифференцирование и оценить точность предложенного

в [20, 21] метода. Вторая и четвертая производные при этом вычисляются по следующим формулам:

$$\frac{d^2 u}{d\varphi^2} = 2C_0 \cos \varphi - C_0 \varphi \sin \varphi + \sum_{k=1}^9 C_k k^2 \cos k\varphi; \quad (10)$$

$$\frac{d^4 u}{d\varphi^4} = C_0 \varphi \sin \varphi - 4C_0 \cos \varphi - \sum_{k=1}^9 C_k k^4 \cos k\varphi. \quad (11)$$

Сопоставление значений второй и четвертой производных, вычисленных аналитически по формулам (10) и (11) с численно определенными по аппроксимирующим формулам (2) и (3) с учетом (4), (5) и (6), представлено на рис. 6. Погрешности вычисления производных и результатов расчетов в целом показаны на рис. 7.

Представленные данные показывают, что указанные расчеты приводят к погрешностям

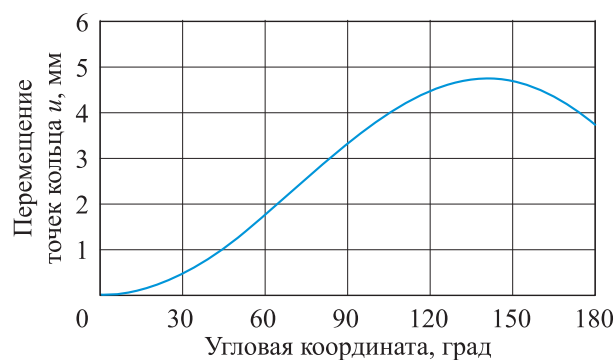


Рис. 5. Перемещения точек кольца при его переходе из свободного состояния в сжатое

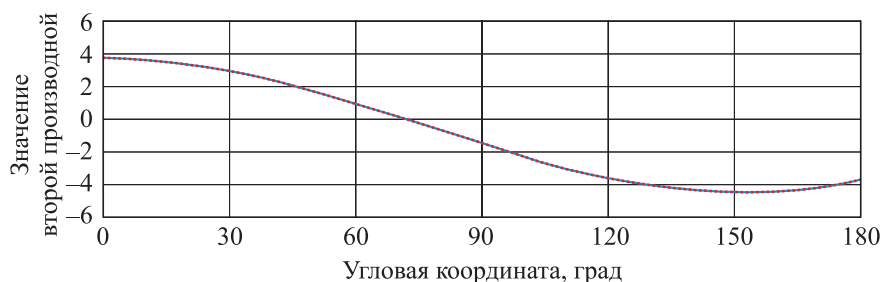


Рис. 6. Сопоставление результатов вычисления второй производной, полученных аналитически (—) и численно (.....)

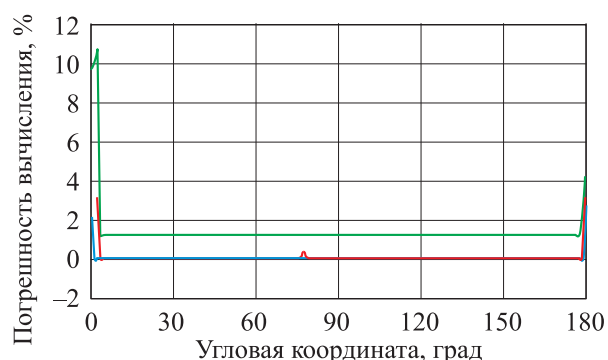


Рис. 7. Погрешности вычисления производных от перемещений и результатов расчетов в целом:

- погрешность вычисления второй производной;
- погрешность вычисления четвертой производной;
- погрешность вычисления распределенной нагрузки

вычислений, достигающим 11 %. Причины этих погрешностей обусловлены применением упрощенных разностных схем и некорректной экстраполяцией недостающих точек кольца на краях интервалов для вычисления производных от перемещений.

Обсуждение результатов расчетов

Результаты расчетов формы поршневых колец в свободном состоянии с использованием методики Саратовского политехнического института показали, что погрешность численного вычисления второй производной от перемещения на 90 % поверхности кольца составляет сотые, и даже тысячные доли процента. Однако на границах интервала и в зоне смены знака производной (угловые координаты кольца 72...84°) погрешности на несколько порядков выше и достигают 2,3 %. Аналогичные показатели для четвертой производной составляют уже 1,7, и 3,4 %, что существенно. Погрешности вычисления производных влекут за собой существенные погрешности расчета в целом. Как видно

на рис. 7, на большей части образующей кольца погрешность не превышает 1,5 %, но на краях интервалов (в зоне «спинки» и «замка» кольца) достигают 11 %, что неприемлемо для использования при проектировании поршневых колец, и особенно при расчетном определении прогнозного ресурса цилиндропоршневой группы. По мнению авторов, причины возникновения таких погрешностей обусловлены использованием упрощенных разностных схем и некорректной экстраполяцией недостающих точек кольца на краях интервалов для вычисления производных от перемещений.

Таким образом, авторы считают данную методику наиболее адекватной и точной из известных на сегодняшний день в открытых литературных источниках, но, в то же время, ставят перед собой задачу устранить выше озвученные причины возникновения неприемлемых погрешностей и оптимизировать данный метод, сведя предельные погрешности к 1,0...1,5 %.

Заключение

В результате исследований можно сделать ряд выводов.

1. Важнейшим узлом современных поршневых ДВС является цилиндропоршневая группа. Обеспечение плотного прилегания поршня с кольцами к гильзе цилиндров обеспечивает эффективную работу двигателя.

2. Отмечено, что радиальное давление поршневого кольца на гильзу цилиндра определяется давлением газов в заколочном пространстве в совокупности с давлением, которое оказывает кольцо за счет упругих сил, возникающих при его изгибе. Последние полностью определяют формой кольца в свободном состоянии, которая определяет не только работоспособность двигателя, но и технологичность изготовления колец.

3. Одной из наиболее известных является методика расчета формы поршневых колец, предложенная в работах Саратовского политехнического института. В литературе описан и ряд других методик, позволяющих оценить контактное силовое взаимодействие в сопряжении «кольцо — гильза цилиндра». Однако расчеты по этим методикам проводят к погрешностям вычислений, достигающим 11 %. Причины таких погрешностей объясняются применением упрощенных разностных схем и некорректной экстраполяцией недостающих точек кольца на краях интервалов для вычисления производных от перемещений.

4. В опубликованных работах отсутствуют достоверные данные о точности предлагаемых методик. В представленной работе проведена оценка точности расчета формы поршневых колец в свободном состоянии по методике Саратовского политехнического института.

5. Исследования показали, что методика Саратовского политехнического института требует корректировки для повышения точности расчетов формы поршневых колец в свободном состоянии, что позволит устранить причины возникновения неприемлемых погрешностей и оптимизировать данный метод расчета, сведя предельные погрешности результатов расчетов к 1,0...1,5 %.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] 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.
- [3] Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Рыжов В.А. *Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2015, 354 с.
- [4] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 2008, 496 с.
- [5] Устинов А.Н. *Исследование поршневых колец дизелей*. Саратов, Изд-во Саратовского университета, 1974, 126 с.
- [6] Заренбин В.Г., Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю., Вальехо М.П. *Моделирование теплового состояния и расчет на заедание пар трения базовых теплонапряженных деталей поршневых двигателей*. Москва, НИЦ ИНФРА-М, 2024, 222 с.
- [7] Заренбин В.Г., Колесникова Т.Н. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2017, № 1, с. 27–33.
- [8] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Новиков М.С. Моделирование теплового состояния базовых теплонапряженных деталей двигателей внутреннего сгорания при согласованных граничных условиях теплообмена в сопряжениях. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 14–22.
- [9] Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет условий теплообмена в зоне поршневых колец при моделировании теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 4, с. 16–23.
- [10] Смирнов С.В., Заев И.А., Воробьев А.А. Профилирование юбки составного поршня ДВС. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 15–31. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.15-31>
- [11] Гинцбург Б.Я. *Теория поршневого кольца*. Москва, Машиностроение, 1979, 271 с.
- [12] *Piston Ring Manual*. Published by Goetze, Federal_Mogul Burscheid GmbH., 2008.
- [13] *Piston rings Kolbenringe*. URL: <https://www.enginepartsuk.net/sites/default/files/goetze-rings-cat.pdf> (accessed December 15, 2025).
- [14] Loenne K., Ziemba R. The GOETZE cylinder distortion measurement system and the possibilities of reducing cylinder distortions. *Society of Automotive Engineers*, 1988, no. 880142, pp. 25–33.
- [15] Abe S., Suzuki M. Analysis of cylinder bore distortion during engine operation. *Society of Automotive Engineers*, 1995, no. 950541, pp. 9–14.
- [16] Tomanik E., Bruno R. Calculation of piston ring radial pressure distribution from its measured free shape. *SAE Technical Paper*, 2012, art. no. 2012-01-1322. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1322>
- [17] Liu Y., Tian T. Development and application of ring-pack model integrating global and local processes. Part 1. *SAE International Journal of Engines*, 2017, vol. 10, no. 4, pp. 1927–1939. <https://doi.org/10.4271/2017-01-1043>

- [18] Maassen F. et al. Analytical and empirical methods for optimization of cylinder liner bore distortion. *SAE technical paper*, 2001, no. 2001-01-0569.
- [19] Никитин Д.А., Ерюшев М.Ю., Чекмарев В.В., Никитин П.Д. Влияние упругих свойств чугунов на ресурс цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания. *Научное обозрение*, 2012, № 1, с. 34–38.
- [20] Dunaevsky V.V. Analysis of distortions of cylinder and conformability of piston rings. *Tribology Transactions*, 1990, vol. 33, no. 1, pp. 33–40.
- [21] Kenji Y., Masayuki O. Dynamic contact analysis of piston ring in distorted cylinder bore. *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 2019, vol. 50, no. 1, pp. 61–66. <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.50.61>
- [22] Nikitin D.A., Nikitin P.D., Asoyan A.R. et al. Influence of the piston ring shape in a free state on the efficiency of sealing the combustion chamber. *Intelligent Technologies and Electronic Devices in Vehicle and Road Transport Complex, TIRVED. Conference Proceedings*, USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2021. <https://doi.org/10.1109/TIRVED53476.2021.9639210>
- [23] Bardzimashvili T. et al. A multiple order conformability model for uniform cross-section piston rings. *SAE Technical Paper*, 2005, 2005-01-1643. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1643>
- [24] Симдянкин А.А. Повышение качества поршневых колец технологическим обеспечением приспособляемости кольца к цилиндру. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Саратов, Саратовский политех. ин-т, 1992, 23 с.
- [25] Егурнов Н.В., Симдянкин А.А. Математическое моделирование приспособляемости поршневых колец к стенке гильзы двигателя внутреннего сгорания. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2000, № 2, с. 114–119.
- [26] Самарский А.А. *Теория разностных схем*. Москва, Наука, 1977, 656 с.

References

- [1] Grekhov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [3] Chainov N.D., Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Prochnost' teplotnapryazhennykh bazovykh detaley sredneoborotnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Strength of heat-stressed basic components of medium-speed internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2015, 354 p. (In Russ.).
- [4] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of automobile and tractor engines]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 2008, 496 p. (In Russ.).
- [5] Ustinov A.N. *Issledovaniye porshnevnykh kolets dizeley* [Study of diesel piston rings]. Saratov, Saratov University Publ., 1974, 126 p. (In Russ.).
- [6] Zarenbin V.G., Chainov N.D., Russinkovskiy S.Yu., Vallejo M.P. *Modelirovaniye teplovogo sostoyaniya i raschet na zayedaniye par treniya bazovykh teplotnapryazhennykh detaley porshnevnykh dvigateley* [Modeling the thermal state and calculating the seizure of friction pairs of basic heat-stressed components of piston engines]. Moscow, NIC INFRA-M Publ., 2024, 222 p. (In Russ.).
- [7] Zarenbin V.G., Kolesnikova T.N. Calculating gas flow through internal combustion engine ring seals taking into account piston ring dynamics. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2017, no. 1, pp. 27–33. (In Russ.).
- [8] Russinkovskiy S.Yu., Chainov N.D., Novikov M.S. Simulating thermal state of the internal combustion engine basic thermally stressed internal parts under the heat exchange agreed boundary conditions in the interfaces. *Engines Construction*, 2025, no. 2, pp. 14–22. (In Russ.).
- [9] Russinkovsky S.Yu., Chainov N.D., Zarenbin V.G., Novikov M.S. Calculation of heat exchange conditions in the piston ring zone when modeling the thermal state of parts of the cylinder-piston group of engines. *Engines Construction*, 2025, no. 4 (302), pp. 16–23. (In Russ.).
- [10] 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.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.15-31>
- [11] Ginzburg B.Ya. *Teoriya porshnevogo kol'tsa* [Theory of the piston ring]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 271 p. (In Russ.).
- [12] *Piston Ring Manual*. Published by Goetze, Federal_Mogul Burscheid GmbH., 2008.

- [13] *Piston Rings Kolbenringe*. Available at: <https://www.enginepartsuk.net/sites/default/files/goetze-rings-cat.pdf> (accessed December 15, 2025).
- [14] Loenne K., Ziemba R. The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions. *Society of Automotive Engineers*, 1988, no. 880142, pp. 25–33.
- [15] Abe S., Suzuki M. Analysis of cylinder bore distortion during engine operation. *Society of Automotive Engineers*, 1995, no. 950541, pp. 9–14.
- [16] Tomanik E., Bruno R. Calculation of piston ring radial pressure distribution from its measured free shape. *SAE Technical Paper*, 2012, art. no. 2012-01-1322. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1322>
- [17] Liu Y., Tian T. Development and application of ring-pack model integrating global and local processes. Part 1. *SAE International Journal of Engines*, 2017, vol. 10, no. 4, pp. 1927–1939. <https://doi.org/10.4271/2017-01-1043>
- [18] Maassen F. et al. Analytical and empirical methods for optimization of cylinder liner bore distortion. *SAE technical paper*, 2001, no. 2001-01-0569.
- [19] Nikitin D.A., Eryushev M.Yu., Chekmarev V.V., Nikitin P.D. The influence of elastic characteristics of cast irons on the sleeve group resource of internal combustion engines. *Science Review*, 2012, no. 1, pp. 34–38. (In Russ.).
- [20] Dunaevsky V.V. Analysis of distortions of cylinder and conformability of piston rings. *Tribology Transactions*, 1990, vol. 33, no. 1, pp. 33–40.
- [21] Kenji Y., Masayuki O. Dynamic contact analysis of piston ring in distorted cylinder bore. *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 2019, vol. 50, no. 1, pp. 61–66. <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.50.61>
- [22] Nikitin D.A., Nikitin P.D., Asoyan A.R. et al. Influence of the piston ring shape in a free state on the efficiency of sealing the combustion chamber. *Intelligent Technologies and Electronic Devices in Vehicle and Road Transport Complex, TIRVED. Conference Proceedings*, USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2021. <https://doi.org/10.1109/TIRVED53476.2021.9639210>
- [23] Bardzimashvili T. et al. A multiple order conformability model for uniform cross-section piston rings. *SAE Technical Paper*, 2005, 2005-01-1643. <https://doi.org/10.4271/2005-01-1643>
- [24] Simdyankin A.A. *Povysheniye kachestva porshnevykh kolets tekhnologicheskimi obespecheniyem prispособlyayemosti kol'tsa k tsilindru* [Improving the quality of piston rings by technologically ensuring the adaptability of the ring to the cylinder]. Abs. Ph. D. (Eng.) Diss. Saratov, Saratov Polytechnic Institute Publ., 1992, 23 p. (In Russ.).
- [25] Egunov N.V., Simdyankin A.A. Mathematical modeling of piston ring adaptability to the liner wall of an internal combustion engine. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2000, no. 2, pp. 114–119. (In Russ.).
- [26] Samarsky A.A. *Teoriya raznostnykh skhem* [Theory of Difference Schemes]. Moscow, Nauka Publ., 1977, 656 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 02.02.2026

Сведения об авторах

Никитин Павел Дмитриевич — ассистент, Российский университет дружбы народов (РУДН), Москва, Российская Федерация. E-mail: skalersar@yandex.ru

Асоян Артур Рафикович — доктор технических наук, профессор, Российский университет дружбы народов (РУДН); ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», Москва, Российская Федерация. E-mail: asoyan.ar@mail.ru

Никитин Дмитрий Анатольевич — доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО Вавиловский университет, Саратов, Российская Федерация. E-mail: nilppr@rambler.ru

Чекмарев Василий Васильевич — доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО Вавиловский университет, Саратов, Российская Федерация. E-mail: chekmarev.v@yandex.ru

Information about the authors

Nikitin Pavel Dmitrievich — Assistant, RUDN University, Moscow, Russian Federation. E-mail: skalersar@yandex.ru

Asoyan Artur Rafikovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, RUDN University; MADI, Moscow, Russian Federation. E-mail: asoyan.ar@mail.ru

Nikitin Dmitry Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, FSBEI HE Vavilov University, Saratov, Russian Federation. E-mail: nilppr@rambler.ru

Chekmarev Vasily Vasilyevich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, FSBEI HE Vavilov University, Saratov, Russian Federation. E-mail: chekmarev.v@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Никитин П.Д., Асоян А.Р., Никитин Д.А., Чекмарев В.В. Оценка точности расчета формы поршневых колец в свободном состоянии. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 18–26.

Citation:

Nikitin P.D., Asoyan A.R., Nikitin D.A., Chekmarev V.V. Evaluation of the accuracy of calculating the shape of piston rings in a free state. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 18–26. (In Russ.).

УДК 621.43.019.8

Численное исследование воспламенения и сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым зажиганием*

М.Д. Гарипов, Р.Ф. Зиннатуллин, Э.М. Халилов, А.А. Мелков, В.А. Шаяхметов, Р.Ю. Сакулин

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

The numerical study of aviation kerosene ignition and combustion in a spark-ignition four-stroke engine

M.D. Garipov, R.F. Zinnatullin, E.M. Khalilov, A.A. Melkov, V.A. Shayakhmetov, R.Yu. Sakulin

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

В работе проведено численное исследование воспламенения и сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с непосредственным впрыском и пневматическим распыливанием топлива под высоким давлением и воспламенением периферийной части одной из струй искровым разрядом. Результаты моделирования показали, что горение, инициированное искровым разрядом, распространяется только на ту струю, в периферийной части которой располагается искровой промежуток. Сгорание остальных струй происходит в результате многоочагового самовоспламенения. Проанализирован процесс формирования очагов самовоспламенения в негоревшей части топливовоздушной смеси и влияние их объемов на амплитуду ударных волн. Управление углом опережения впрыска позволяет влиять на объем очагов самовоспламенения и тем самым обеспечивает возможность бездетонационного сгорания авиационного керосина в двигателе с искровым зажиганием.

Ключевые слова: трехмерное моделирование, авиационный керосин, непосредственный впрыск, пневматическое распыливание, двигатель с искровым зажиганием, интенсивность детонации, бездетонационное сгорание

This paper presents the aviation kerosene ignition and combustion numerical study in a four-stroke engine with high pressure direct injection and pneumatic atomization of fuel, with spark discharge ignition of the peripheral portion of one of the jets. The simulation results showed that combustion initiated by the spark discharge spreads only to the jet whose peripheral portion contains the spark gap. The combustion of the remaining jets occurs through multi-site spontaneous combustion. The spontaneous combustion centers formation in the fuel-air mixture unburned portion and the effect of their volumes on the shock wave amplitude are analyzed. The injection advance angle controlling allows to influence the volumes of spontaneous combustion centers, thereby ensuring knock-free combustion of aviation kerosene in a spark-ignition engine.

Keywords: 3D modeling, aviation kerosene, direct injection, pneumatic atomization, knock intensity, knock-free combustion

* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНТ).

The research was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the State Assignments № FEUE-2023-0007 (Ufa University of Science and Technology).

Введение

Работа авиационных поршневых двигателей на тяжелых видах топлива (авиационный керосин, дизельное топливо) — важная, но до настоящего времени не полностью решенная задача [1–7]. Применение дизелей хотя и относится к наиболее простым решениям, но имеет особенности, связанные с высоким отношением массы двигателя к его мощности [7–9]. Более предпочтительное решение — использование тяжелых топлив в двигателях с искровым зажиганием. Однако при традиционной для бензиновых двигателей организации процессов смесеобразования и сгорания это недостижимо. Это объясняется двумя основными причинами — худшей испаряемостью тяжелых топлив, что затрудняет образование воспламеняемой смеси в районе искрового промежутка, и меньшим октановым числом тяжелых топлив, что ведет к возникновению детонации [7].

Один из способов предотвращения детонации — организация сгорания предварительно не перемешанных или частично перемешанных топливовоздушных смесей, для чего организуется впрыск топлива в камеру сгорания на такте сжатия. Чем ниже октановое число применяемого топлива, тем позже осуществляется впрыск. В случае применения тяжелых топлив углы опережения впрыска становятся близки к углам, реализуемым в дизелях, что обуславливает необходимость близкого расположения форсунки и свечи зажигания [7]. При этом в районе искрового разряда топливо должно находиться в газовой фазе, а смесь — в концентрационных пределах воспламенения. Один из ключевых факторов, обеспечивающих данные условия, — высокое качество распыливания [7, 10], например, форсунками с пневматическим распыливанием. Как показала практика, именно использование пневмораспыливания позволило создать воспламеняемую смесь в районе искрового промежутка при близком расположении форсунки и свечи зажигания [11–13]. Средний заутеровский диаметр D_{32} капель в системах пневматического впрыска составил 13...20 мкм [12, 13].

В работе [7] подтверждена возможность искрового воспламенения и бездетонационного сгорания авиационного керосина в двигателе с непосредственным впрыском и пневматическим распыливанием топлива в камере сгорания под высоким (11,4 МПа) давлением и

воспламенением периферийной части одной из струй искровым разрядом при степени сжатия 13,5. В процессе развития горения, инициированного искровым разрядом, в несгоревшей части смеси повышаются давление и температура, что в совокупности с низким октановым числом авиационного керосина приводит к самовоспламенению в локальных очагах. Возникновение ударных и детонационных волн, образующихся в результате самовоспламенения, допустимо, если их интенсивность (благодаря неоднородности смеси) не представляет опасности для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели. Управление степенью неоднородности смеси и тем самым интенсивностью ударных и детонационных волн осуществляется управлением моментом начала впрыска и моментом первичного воспламенения искрой. Несмотря на то что возможность реализации такого рабочего процесса подтверждена экспериментально [7, 14, 15], требуется более глубокое исследование процессов впрыска, воспламенения и горения с использованием трехмерного моделирования.

Цель работы — численно исследовать влияние изменения моментов впрыска топлива в камеру сгорания и искрового воспламенения на формирование ударных волн, образующихся в результате самовоспламенения несгоревшей части смеси.

Методика проведения моделирования и описание математических моделей

Объект исследования

Объектом моделирования служит одноцилиндровый четырехтактный двигатель. Для работы на авиационном керосине на нем установлена экспериментальная система топливоподачи с пневматическим распыливанием. Распылитель форсунки расположен эксцентрично относительно оси цилиндра (смещен на 1,3 мм по оси X, на –3 мм по оси Y, см. рис. 1, а), имеет четыре сопловых отверстия диаметром 0,5 мм. Подробное описание работы экспериментальной системы впрыска представлено в работах [7, 10]. Для воспламенения топливовоздушной смеси используется система зажигания с параметрами искрового разряда, характерными для традиционных бензиновых двигателей. Свеча зажигания установлена в головке цилиндра двигателя таким образом, чтобы искро-

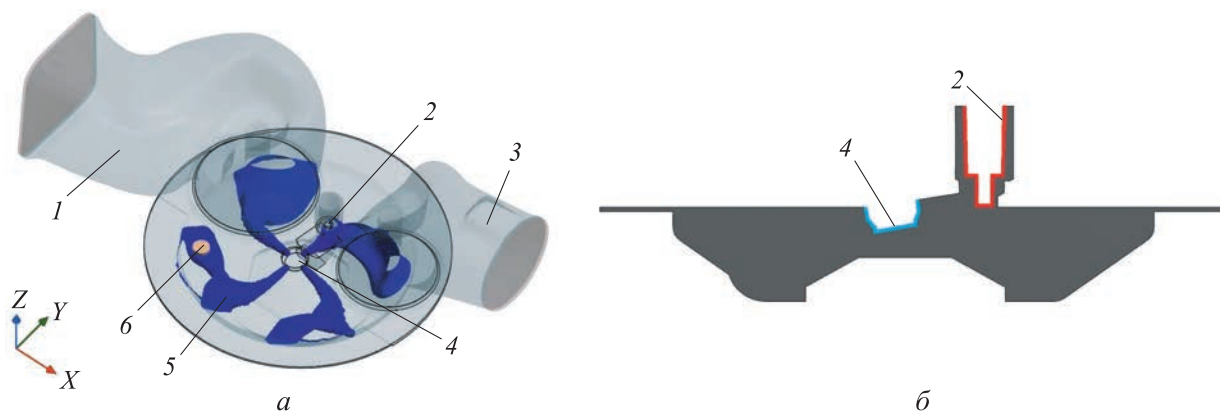


Рис. 1. Трехмерная модель расчетной области в изометрии (а) и разрез расчетной области в камере сгорания (б):

1 — впускной канал; 2 — свеча зажигания; 3 — выпускной канал; 4 — распылитель; 5 — струя; 6 — датчик давления

вой промежуток был расположен на периферии топливовоздушного факела одной из струй. На рис. 1 представлена трехмерная модель расчетной области (а) и ее разрез в камере сгорания (б).

Степень сжатия исходного двигателя была снижена с 19,3 до 13,5 в результате увеличения объема камеры сгорания в поршне. Двигатель обладает следующими характеристиками: количество цилиндров 1, диаметр цилиндра 86 мм, ход поршня 75 мм, рабочий объем 435 см³.

Математические модели

Трехмерное моделирование методом вычислительной гидрогазодинамики (CFD) проводили с использованием программного обеспечения Simcenter STAR-CCM+. Расчетная область, как показано на рис. 1, включает камеру сгорания, впускной и выпускной каналы.

Для моделирования турбулентных реагирующих потоков применяли уравнения Навье — Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS). Результаты работы [16] показывают, что использование модели RANS позволяет достаточно хорошо моделировать детонационное сгорание в двигателе внутреннего сгорания (ДВС).

Авиационный керосин состоит из десятков индивидуальных углеводородных компонентов. Его состав может варьироваться в зависимости от месторождения сырья и производителя. Для учета особенностей компонентного состава при моделировании процессов смесеобразования и сгорания требуются значительные временные затраты. Наиболее распространенный подход к решению этой проблемы — использование

модельного топлива, называемого суррогатом и состоящего из нескольких хорошо изученных компонентов. Суррогат должен достаточно точно воспроизводить физические и химические свойства авиационного керосина. Физические свойства важны для моделирования распыления, образования капель и их испарения, а химические свойства — для моделирования процессов воспламенения и горения. В последние годы были разработаны суррогаты для решения конкретных задач, однако универсального модельного топлива на данный момент не существует [17].

Одним из вариантов суррогатного топлива служит трехкомпонентная смесь, состоящая из 73 % (по массе) н-додекана, 14,7 % 1,3,5-триметилциклогексана и 12,3 % н-пропилбензола [18]. Для этой смеси был создан редуцированный кинетический механизм, включающий 142 реакции и 43 компонента. Благодаря своей компактности данный кинетический механизм может быть использован для CFD-моделирования процессов в ДВС без существенного увеличения вычислительных затрат. Однако и суррогат, и кинетический механизм были разработаны для китайского авиационного керосина RP-3. Для определения возможности их использования при моделировании процессов смесеобразования и сгорания авиационного керосина ТС-1 физико-химические свойства суррогата были сопоставлены с экспериментальными данными для ТС-1 (табл. 1, рис. 2). Как видно, суррогат довольно хорошо описывает представленные свойства ТС-1.

Таблица 1. Свойства авиационных керосинов (по данным указанных источников)

Топливо	Элементный состав, % (масс.)		Отношение количества атомов водорода к количеству атомов углерода	Низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг
	С	Н		
ТС-1 [19, 20]	85,7–85,8	14,0–14,1	$\approx 1,96$	Не менее 42,9 [20] 43,21–43,37 [19]
Jet-A [21]	86,3	13,7	1,9	43,15
RP-3 [18, 22]	85,9	14,1	2,05	43,75
Суррогат	85,5	14,5	2,03	43,7

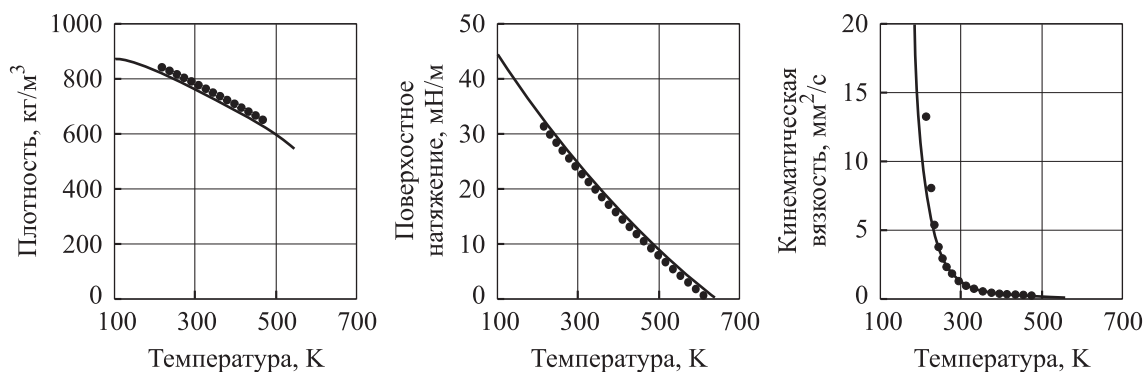


Рис. 2. Сопоставление физических свойств ТС-1 (•) и суррогатного топлива (—)

Сравнение расчетных и экспериментальных значений времени задержки воспламенения осложнено рядом факторов. Во-первых, в исследовании [18] расчеты задержек воспламенения смесей суррогата с воздухом проводили главным образом в области высоких температур, тогда как области отрицательного температурного коэффициента (в которых время задержки воспламенения растет с увеличением температуры смеси) и низких температур остались практически вне поля расчетов. Во-вторых, в опубликованных источниках отсутствует достаточное количество экспериментальных данных о времени задержки воспламенения в смесях ТС-1 с воздухом.

Для решения этих вопросов проведены расчетные исследования времени задержки воспламенения. В качестве референтных значений, согласно рекомендациям [23, 24], использованы данные зарубежного аналога — топлива Jet-A. По данным открытых источников, наибольшее количество экспериментальных точек представлено для давлений 1 и 2 МПа, поэтому сопоставление расчетных и экспериментальных данных проведено при этих значениях давления (рис. 3). Видно, что, с одной стороны, экс-

периментальные данные для топлив RP-3 и Jet-A имеют близкие значения, с другой стороны, выбранный суррогат и кинетический механизм способны с одинаковой точностью описывать характеристики воспламенения как топлива Jet-A, так и RP-3 во всем рассматриваемом интервале температур.

Базовый размер ячеек сеточной модели соответствовал 2 мм. Значение выбрано согласно рекомендациям [32–34], где моделировалась детонация в двигателе с близким рабочим объемом. С момента начала впрыска и до значения угла поворота коленчатого вала (ПКВ) 30° после верхней мертвой точки (ВМТ) использовалась более мелкая сетка с размером 0,5 мм. Как и в работах [16, 32], локальное измельчение было выполнено в областях искрового промежутка и сопел распылителя. В этих местах размер ячейки составил 0,1 мм.

Система впрыска устроена таким образом, что топливо сжимается вместе с воздухом, затем двухфазная топливовоздушная смесь впрыскивается непосредственно в камеру сгорания [7, 10]. Для определения граничных условий в выходном сечении сопел использована нульмерная математическая модель процессов в топ-

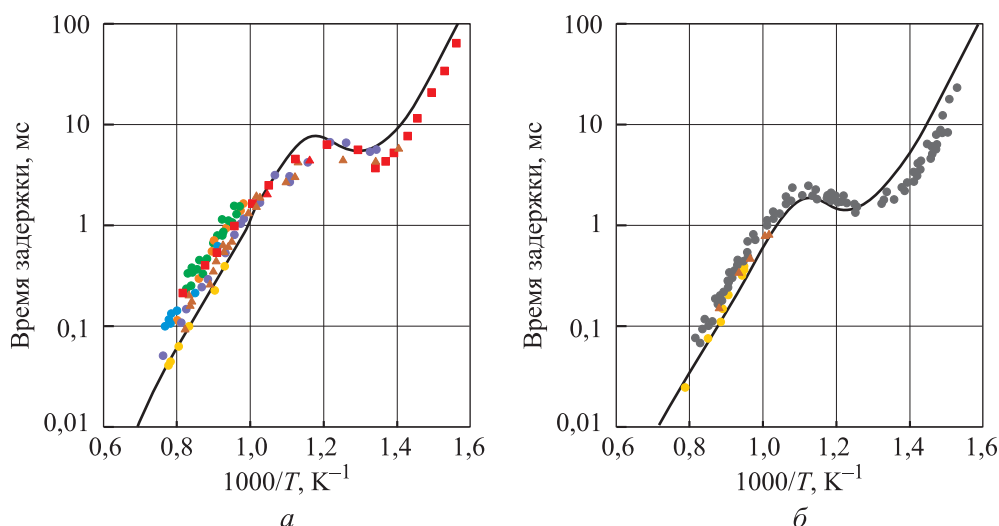


Рис. 3. Время задержки воспламенения стехиометрической смеси при давлении 1 МПа (а) и 2 МПа (б):

сплошные линии — суррогат; экспериментальные данные для Jet-A: ● — [25], ● — [26], ● — [27], ● — [28], ● — [29], ● — [30]; экспериментальные данные для RP-3: ■ — [18], ▲ — [31]

ливной системе с пневматическим распыливанием [35]. Температура головки цилиндра составляла 523 К, поршня — 584 К, гильзы — 433 К, впускных клапанов — 593 К, выпускных клапанов — 673 К. Точка контроля давления в камере сгорания (см. рис. 1, а) расположена аналогично местоположению датчика давления в эксперименте [7].

Временной шаг моделирования изменялся в процессе расчета. В момент впрыска и горения шаг был равен 0,25 мкс, в момент тактов впуска и выпуска — 2,5 мкс. Чтобы уменьшить влияние начальных условий на результаты расчетов, моделировали три последовательных рабочих цикла двигателя. Результаты моделирования оценивали по данным третьего цикла.

Для определения влияния углов опережения впрыска (УОВ) и зажигания (УОЗ) на интенсивность детонации проведена серия расчетов при различных значениях углов. За референсный (опорный) угол опережения впрыска принят тот, при котором в экспериментах [7] было зафиксировано бездетонационное сгорание (УОВ = 20° ПКВ). Далее УОВ последовательно увеличивали с шагом в 0,5° до достижения максимально допустимого значения амплитуды колебаний давления на индикаторной диаграмме (МАРО — maximum amplitude of pressure oscillations). Несмотря на то что этот уровень является специфичным для конкретного двига-

теля и должен определяться на основе испытаний на долговечность, известно, что значения МАРО, превышающие 0,8 МПа, уже вызывали проблемы в широком диапазоне режимов эксплуатации и их следует избегать [36]. Поэтому при моделировании это значение было принято в качестве порогового.

Для каждого УОВ проводились расчеты с различными УОЗ с интервалом в 5, 7 и 9° ПКВ после момента начала впрыска.

Валидация моделей

Для валидации использовались экспериментальные данные, приведенные в работе [7]. Экспериментальные индикаторные диаграммы были получены в результате измерений 50 последовательных циклов при значениях УОВ = 20° и УОЗ = 11°. Для оценки интенсивности детонации использовали метод, основанный на определении максимальной амплитуды колебаний давления (МАРО) по кривым давления. Методика определения МАРО подробно описана в работе [37]. Режим работы двигателя соответствовал полной нагрузке при частоте вращения коленчатого вала 2650 мин⁻¹.

Сопоставление расчетной и экспериментальных индикаторных диаграмм представлено на рис. 4. Видно, что расчетная линия находится внутри поля экспериментальных кривых. На рис. 5 вместе с расчетной показана наиболее

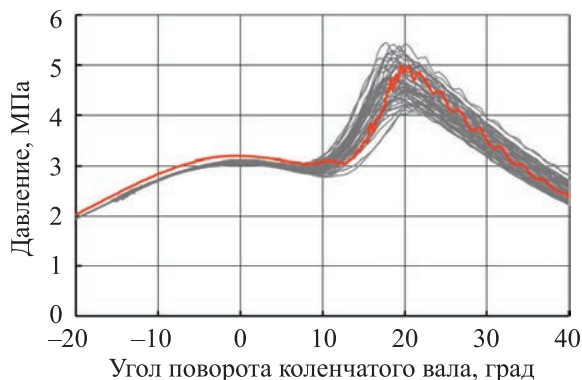


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных (—) и расчетной (—) кривой давления

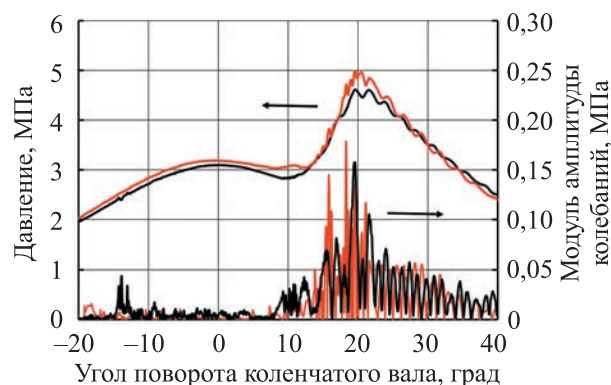


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных (—) и расчетных (—) кривых давления и модуля амплитуды колебаний давления

близкая к ней экспериментальная кривая давления. Там же приведены расчетные и экспериментальные кривые модуля амплитуды колебаний давления. Видно, что ход кривых несколько различается, однако подобное расхождение между расчетными и экспериментальными кривыми считается допустимым при моделировании детонационных процессов [17, 32]. Заметим, что значения МАРО различаются незначительно: по экспериментальным данным — 0,16 МПа, а по расчетным данным — 0,18 МПа.

Результаты и обсуждение

Расчетные кривые давления и модуля амплитуды колебаний давления при референсном УОВ = 20° ПКВ показаны на рис. 6, а. Флуктуации кривых давления наблюдаются при всех значениях УОЗ и обусловлены распространением

ударных волн. Влияние изменения УОЗ на МАРО незначительно (находится в диапазоне от 0,14 до 0,16 МПа) и приводит лишь к смещению колебаний давления по угловой координате (рис. 6, а).

Увеличение УОВ приводило к росту амплитуды колебаний, при УОВ = 22,5° ПКВ амплитуда достигла назначенного порога — 0,8 МПа (рис. 6, б). Значение МАРО по сравнению со значением при УОВ = 20° ПКВ увеличилось в 5 раз.

Для анализа образования очагов самовоспламенения были выбраны два расчета с максимальным МАРО: первый — при УОВ = 20° и УОЗ = 15°; второй — при УОВ = 22,5° и УОЗ = 17,5°. Объем очагов самовоспламенения определяли по скорости тепловыделения в завершающих стадиях воспламенения (в реакциях, характеризующихся появлением горячего пламени). Услов-

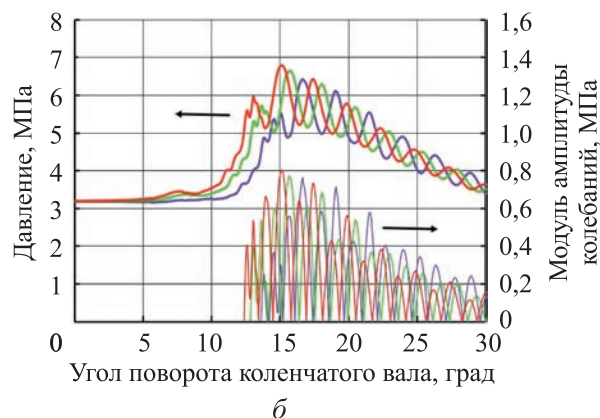
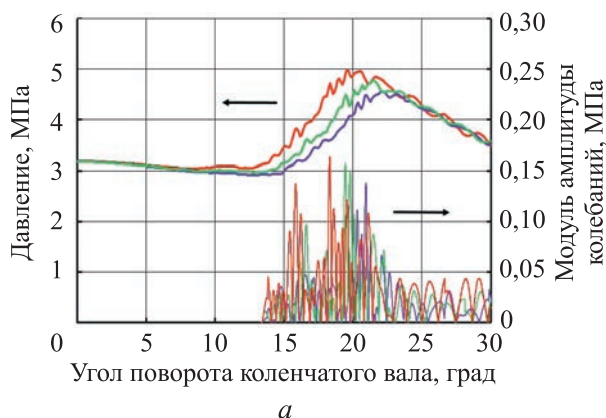


Рис. 6. Расчетные кривые давления и модуля амплитуды колебаний давления при различных сочетаниях параметров:

а — УОВ = 20°, УОЗ = 11° (—); УОВ = 20°, УОЗ = 13° (—); УОВ = 20°, УОЗ = 15° (—); б — УОВ = 22,5°, УОЗ = 13,5° (—); УОВ = 22,5°, УОЗ = 15,5° (—); УОВ = 22,5°, УОЗ = 17,5° (—)

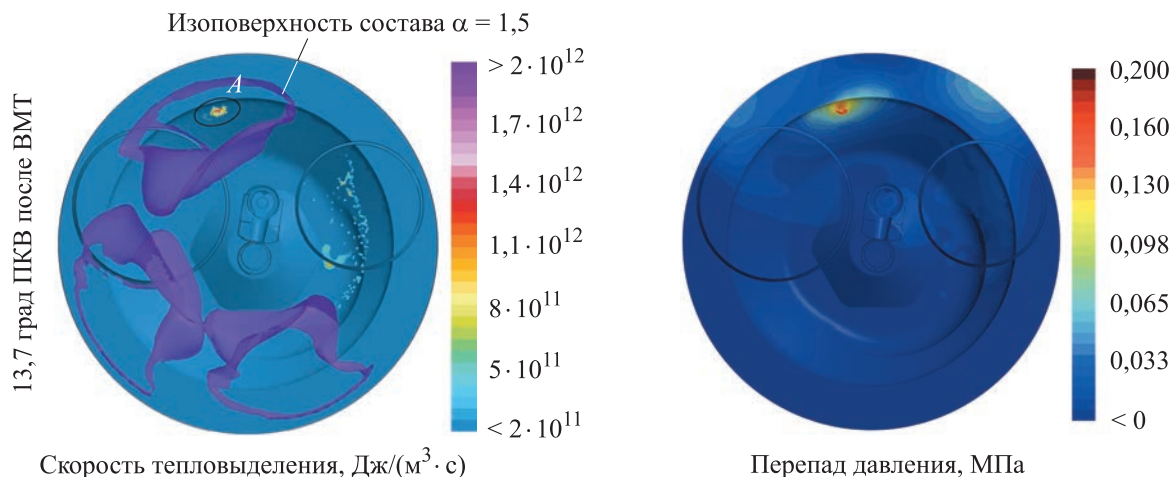


Рис. 7. Результаты моделирования при УОВ = 20° и УОЗ = 15° ПКВ

ной границей очага являлась та зона, в которой скорость тепловыделения была меньше максимальной (в очаге) в e раз (где e — основание натурального логарифма). При этом оценивали и перепад давлений, возникающий в результате этих реакций. Значение перепада давления рассчитывали как разницу между значением давления в ячейке и его средним значением по объему камеры сгорания в текущий момент времени.

При УОВ = 20° первый очаг самовоспламенения возникает в зоне А (рис. 7) при достижении 13,7° ПКВ после ВМТ. К этому моменту доля топлива, сгоревшего от воспламенения искровым разрядом, составила 13,5 % (рис. 8). Максимальное значение скорости тепловыделения в очаге самовоспламенения составило около $2,6 \cdot 10^{12}$ Дж/(м³·с). Значение скорости тепловыделения на условной границе — приблизительно $9,6 \cdot 10^{11}$ Дж/(м³·с). Данное значение

скорости тепловыделения будет использоваться для идентификации условных границ и других очагов, в том числе очагов, возникающих при УОВ = 22,5° ПКВ. Объем очага самовоспламенения А приблизительно равен 9 мм³ (рис. 7 и 9). Перепад давлений, возникший в очаге, составил 0,2 МПа. На рис. 9 представлена изоповерхность температуры при различных углах ПКВ, начиная с момента возникновения первичного очага самовоспламенения в зоне А. На рисунке видно, что с течением времени возникают новые очаги самовоспламенения В и С. Очаг В возникает к 16,4° ПКВ после ВМТ, а очаг С — к 17,1°. Объемы очагов самовоспламенения В и С приблизительно составили 12,4 и 7,6 мм³ соответственно.

При УОВ = 22,5° ПКВ очаги самовоспламенения возникают приблизительно в тех же зонах, что и при УОВ = 20° ПКВ (см. рис. 7, 9–11). Объем первого очага самовоспламенения (зона А), возникшего к 10,6° ПКВ после ВМТ, составил около 44 мм³, что почти в пять раз больше объема, возникшего при УОВ = 20° ПКВ. Перепад давления достиг 0,47 МПа, что более чем в 2 раза выше, чем в расчете с УОВ = 20° ПКВ. К моменту самовоспламенения первого очага доля топлива, сгоревшего от воспламенения искровым разрядом, составила 15 %.

Второй очаг самовоспламенения В возник к 12,3° ПКВ после ВМТ, его объем составил 16 мм³, а третий очаг С — к 13° с объемом 9 мм³ (рис. 11).

Таким образом, рост МАРО в 5 раз (с 0,16 до 0,8 МПа) при увеличении УОВ с 20° до 22,5° ПКВ обусловлен почти пятикратным увеличе-

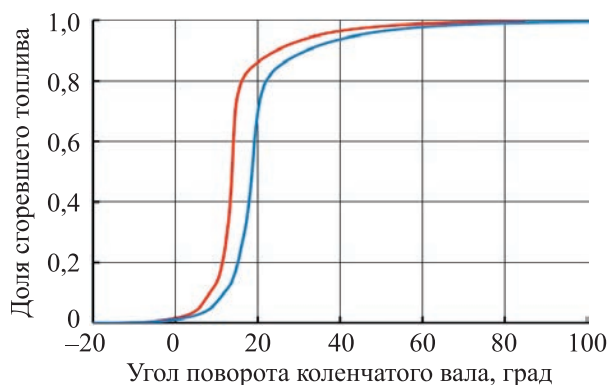


Рис. 8. Интегральная характеристика выгорания при значении УОВ = 22,5° (—) и УОВ = 20° ПКВ (—)

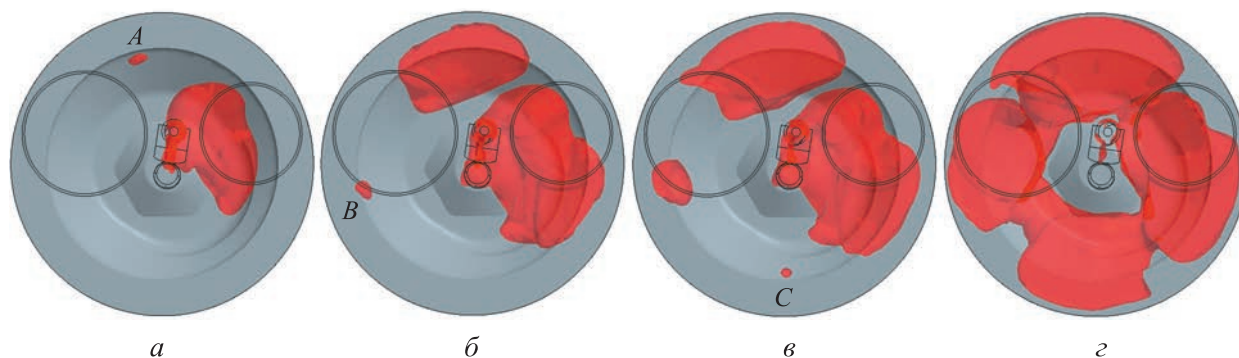


Рис. 9. Изоповерхность температуры $T = 1800$ К при $UOV = 20^\circ$ ПКВ при различных значениях угла ПКВ после ВМТ:
 $a - 13,7^\circ$; $б - 16,4^\circ$; $в - 17,1^\circ$; $г - 20^\circ$

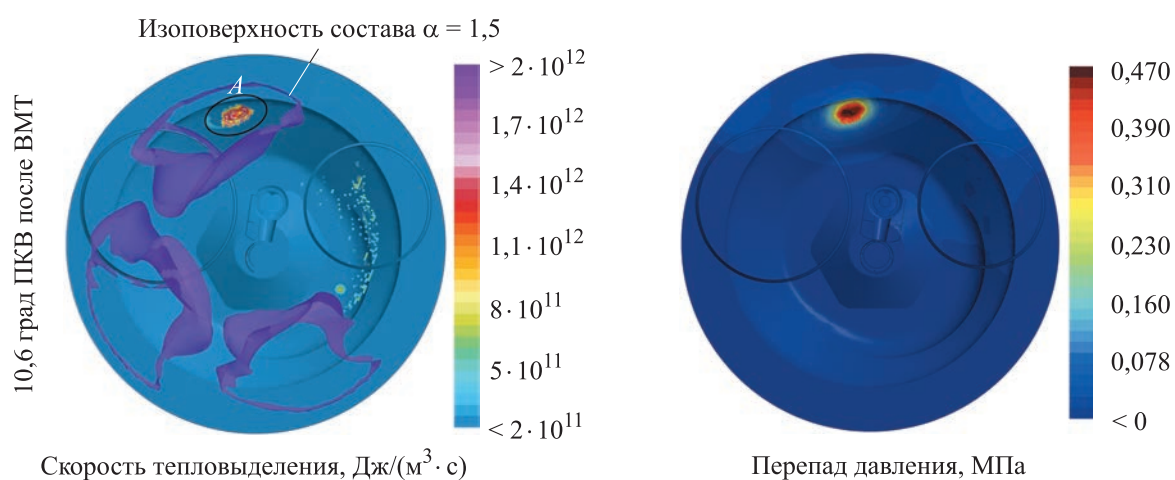


Рис. 10. Результаты моделирования при $UOV = 22,5^\circ$ и $UO3 = 17^\circ$ ПКВ

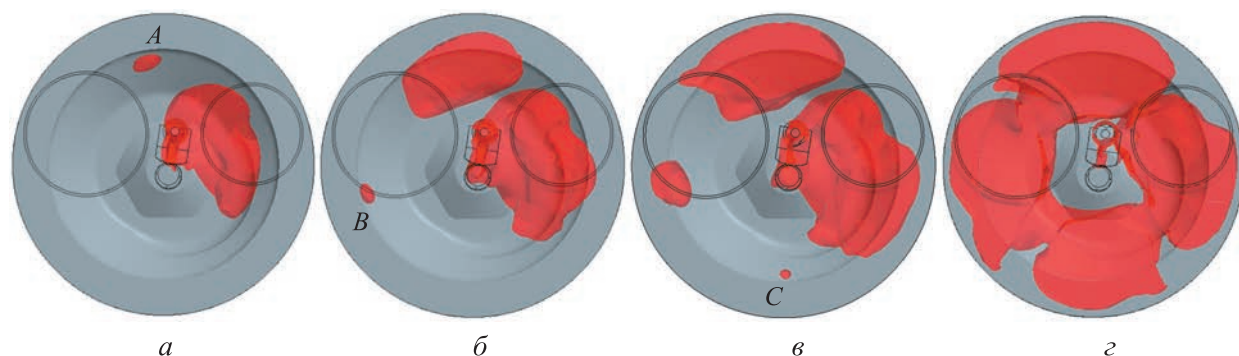


Рис. 11. Изоповерхность температуры $T = 1800$ К при $UOV = 22,5^\circ$ ПКВ при различных значениях угла ПКВ после ВМТ:
 $a - 10,6^\circ$; $б - 12,3^\circ$; $в - 13^\circ$; $г - 15^\circ$

нием объема первичного очага самовоспламенения. Этот увеличенный очаг, в свою очередь, порождает первичную волну сжатия с амплитудой, более чем вдвое превышающей амплитуду, полученную при позднем впрыске.

На рис. 9 и 11 также видно, что развитие горения, инициированного искровым разрядом, распространяется только на струю, в периферийной части которой располагается искровой промежуток. Охват пламенем остальных струй

на рассматриваемом режиме работы двигателя осуществляется за счет самовоспламенения каждой из них (в зонах А, В и С).

Заключение

В статье исследовано влияние изменения моментов впрыска и зажигания авиационного керосина на формирование ударных волн, возникающих в результате самовоспламенения несгоревшей части смеси в двигателе с непосредственным впрыском, пневматическим распыливанием и первичным воспламенением искровым разрядом периферийной части одной из струй.

Как показали численные эксперименты, развитие горения, инициированного искровым разрядом, распространяется только на ту струю, в периферийной части которой располагается искровой промежуток. Остальные струи охва-

тываются пламенем, возникающим в результате самовоспламенения в индивидуальных для каждой струи очагах.

Объем очагов самовоспламенения тем больше, чем раньше осуществляется впрыск топлива. В свою очередь, объем очага влияет на амплитуду колебаний давления. Так, увеличение УОВ с 20° до 22,5° ПКВ привело к почти пятикратному увеличению объема первичного очага самовоспламенения и такому же росту амплитуды колебаний давления.

Таким образом, в результате моделирования показано, как управление УОВ в двигателе с искровым зажиганием и последующим многоочаговым самовоспламенением и сгоранием позволяет управлять интенсивностью ударных волн, а следовательно, обеспечить возможность организации бездетонационного сгорания авиационного керосина.

Литература

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yang B., Zeng K. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116224. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161, art. no. 114124. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Jingchao Hu, Bolan Liu, Chao Zhang et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Bingxuan Du, Zhenfeng Zhao. Numerical prediction of the spray from an air-assisted fuel injection system via Eulerian — Lagrangian approach. *Energy Reports*. 2021, vol. 7, pp. 6718–6732. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.09.128>
- [6] Riu Liu, Minxiang Wei, Haiqing Yang. Cold start control strategy for a two-stroke spark ignition diesel-fuelled engine with airassisted direct injection. *Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [7] Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А. и др. Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 81–91.
- [8] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. NY, McGraw-Hill Education, 2018, 1056 p.
- [9] Mollenhauer K., Tschöke H. *Handbook of diesel engines*. Springer, 2010, 636 p.
- [10] Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Мелков А.А. и др. Экспериментальное исследование характеристик распыливания авиационного керосина системой пневматического впрыска высокого давления. *Теплофизика и аэромеханика*, 2024, № 5, с. 885–902.
- [11] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The Application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005, no. 2005-32-0065, 8 p. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [12] Bingxuan Du, Zhenfeng Zhao, Zhenhuan Yang, Shangxue Wang. Experimental investigation on the effects of fuel–air mixture temperature on the air-assisted kerosene spray characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 324, pt. A, art. no. 124487. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124487>

- [13] Hao Wu, Fujun Zhang, Zhenyu Zhang. Fundamental spray characteristics of air-assisted injection system using aviation kerosene. *Fuel*, 2021, vol. 286, pt. 2, art. no. 119420.
- [14] Гарипов М.Д. Новая концепция организации бездетонационного сгорания низкооктановых топлив в ДВС с искровым зажиганием. *Автомобильная промышленность*, 2010, № 4, с. 8–11.
- [15] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Springer, Cham, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [16] Bianco A., Millo F., Piano A. Modelling of combustion and knock onset risk in a high-performance turbulent jet ignition engine. *Transportation Engineering*, 2020, vol. 2, art. no. 100037. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100037>
- [17] Семенихин А.С., Идрисов Д.В., Чечет И.В., Матвеев С.Г., Лукачев С.В. Кинетическая модель и суррогат керосина для расчета эмиссии канцерогенных углеводородов газотурбинными двигателями. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2022, т. 21, № 3, с. 58–68.
- [18] Shuanghui Xi, Junxing Hou, Shuai Yang, Zhenghe Wang, Shu-Hao Li, Fan Wang. Development and validation of small-size mechanism for RP-3 aviation fuel with high precision. *ACS Omega*, 2023, vol. 8 (32), pp. 29150–29160. URL: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/acsomega.3c02335> (accessed October 15, 2025).
- [19] Дубовкин Н.Ф. и др. *Физико-химические и эксплуатационные свойства реактивных топлив. Справочник*. Москва, Химия, 1985, 240 с.
- [20] ГОСТ 10227–2013. *Топливо для реактивных двигателей. Технические условия*. Москва, Стандартинформ, 2014.
- [21] Tim E., Lourdes M. Surrogate mixtures to represent complex aviation and rocket fuels. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, vol. 17, pp. 461–466. <https://doi.org/10.2514/2.5765>
- [22] Yebing Mao, Liang Yu, Zhiyong Wu, Wencao Tao, Sixu Wang, Can Ruan, Lei Zhu, Xingcai Lu. Experimental and kinetic modeling study of ignition characteristics of RP-3 kerosene over low-to-high temperature ranges in a heated rapid compression machine and a heated shock tube. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 203, pp. 157–169. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.02.015>
- [23] Starik A.M., Titova N.S., Torokhov S.A. Kinetics of oxidation and combustion of complex hydrocarbon fuels: Aviation kerosene. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2013, vol. 49, iss. 4, pp. 392–408.
- [24] Матвеев С.Г. Разработка компонентного состава суррогата авиационного керосина для моделирования рабочего процесса камеры сгорания газотурбинного двигателя. *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2019, т. 18, № 1, с. 78–87.
- [25] Wang H., Oehlschlaeger M.A. Autoignition studies of conventional and Fischer — Tropsh jet fuels. *Fuel*, 2012, vol. 98, pp. 249–258, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.041>
- [26] Hargis J.W., Cooper S.P., Mathieu O., Guo B., Petersen E.L. High-temperature ignition behavior of conventional and GTL fuels using an aerosol shock tube. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 226, pp. 490–504. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.12.030>
- [27] Zhukov V.P., Sechenov V.A., Starikovskiy A.Yu. Autoignition of kerosene (Jet-A)/air mixtures behind reflected shock waves. *Fuel*, 2014, vol. 126, pp. 169–176. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.02.036>
- [28] Alturaifi S.A., Rebagay R.L., Mathieu O., Guo B., Petersen E.L. A shock-tube autoignition study of jet, rocket, and diesel fuels. *Energy & Fuels*, 2019, vol. 33 (3), pp. 2516–2525. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.8b04290>
- [29] Davidson D.F., Zhu Y., Shao J., Hanson R.K. Ignition delay time correlations for distillate fuels. *Fuel*, 2017, vol. 187, pp. 26–32, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.09.047>
- [30] Dooley S., Hee Won S., Chaos M., Heyne J., Ju Y., Dryer F.L., Kumar K., Sung C.-J., Wang H., Oehlschlaeger M.A., Santoro R.J., Litzinger T.A. A jet fuel surrogate formulated by real fuel properties. *Combustion and Flame*, 2010, vol. 157, iss. 12, pp. 2333–2339, <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.07.001>
- [31] Changhua Zhang, Bin Li, Fan Rao, Ping Li, Xiangyuan Li. A shock tube study of the autoignition characteristics of RP-3 jet fuel. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2015, vol. 35, iss. 3, pp. 3151–3158. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2014.05.017>
- [32] Chen L., Pan J., Wei H., Zhou L., Hua J. Numerical analysis of knocking characteristics and heat release under different turbulence intensities in a gasoline engine. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 159, art. no. 113879. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113879>
- [33] Chen L., Wei H., Chen C., Feng D., Zhou L., Pan J. Numerical investigations on the effects of turbulence intensity on knocking combustion in a downsized gasoline engine. *Energy*, 2019, vol. 166, pp. 318–325. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.058>

- [34] Pan J., Wei H., Shu G., Pan M., Feng D., Li N. LES analysis for auto-ignition induced abnormal combustion based on a downsized SI engine. *Energy*, 2017, vol. 191, pp. 183–192. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.044>
- [35] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Shayakhmetov V.A. The numerical study of compressed-air atomizer for spark-ignited jet fuel engine. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206 (1), pp. 305–311. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.478>
- [36] *MAHLE: Pistons and engine testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [37] Гарипов М.Д., Хафизов А.Г., Зиннатуллин Р.Ф. и др. Определение пороговых значений показателей детонации газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением по индикаторной диаграмме. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 88–98. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.88-98>

References

- [1] Ward M.A. *Spark-ignited diesel engine*. Defense Technical Information Center, 1990, 108 p.
- [2] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yang B., Zeng K. Experimental investigation on combustion and emissions of a two-stroke DISI engine fueled with aviation kerosene at various compression ratios. *Fuel*, 2020, vol. 259, art. no. 116224. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116224>
- [3] Ning L., Duan Q., Wei Y., Zhang X., Yu K., Yang B., Zeng K. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 161, art. no. 114124. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114124>
- [4] Jingchao Hu, Bolan Liu, Chao Zhang et al. Experimental study on the spray characteristics of an air-assisted fuel injection system using kerosene and gasoline. *Fuel*, 2019, vol. 235, pp. 782–794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.083>
- [5] Bingxuan Du, Zhenfeng Zhao. Numerical prediction of the spray from an air-assisted fuel injection system via Eulerian — Lagrangian approach. *Energy Reports*. 2021, vol. 7, pp. 6718–6732. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.09.128>
- [6] Riu Liu, Minxiang Wei, Haiqing Yang. Cold start control strategy for a two-stroke spark ignition diesel-fuelled engine with airassisted direct injection. *Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, pp. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.148>
- [7] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A. et al. Experimental study of the aviation kerosine detonation-free combustion possibility in a four-stroke spark-ignited engine. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 81–91. (In Russ.).
- [8] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. NY, McGraw-Hill Education, 2018, 1056 p.
- [9] Mollenhauer K., Tschöke H. *Handbook of diesel engines*. Springer, 2010, 636 p.
- [10] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Melkov A.A. et al. Experimental study of aviation kerosene atomization by mean of the compressed-air injection system with a high pressure. *Teplofizika i aeromehanika*, 2024, no. 5, pp. 885–902. (In Russ.).
- [11] Cathcart G., Dickson G., Ahern S. The Application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines. *SAE Technical Paper*, 2005, no. 2005-32-0065, 8 p. <https://doi.org/10.4271/2005-32-0065>
- [12] Bingxuan Du, Zhenfeng Zhao, Zhenhuan Yang, Shangxue Wang. Experimental investigation on the effects of fuel–air mixture temperature on the air-assisted kerosene spray characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 324, pt. A, art. no. 124487. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124487>
- [13] Hao Wu, Fujun Zhang, Zhenyu Zhang. Fundamental spray characteristics of air-assisted injection system using aviation kerosene. *Fuel*, 2021, vol. 286, pt. 2, art. no. 119420.
- [14] Garipov M.D. Investigation of low-octane fuels combustion without detonation in spark assisted internal combustion engines. *Avtomobilnaya promyshlennost (Automotive industry)*, 2010, no. 4, pp. 8–11. (In Russ.).
- [15] Garipov M.D., Rezvanov D.R., Zinnatullin R.F. Experimental study of spark-ignited two-stroke heavy fuel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering*, Springer, Cham, 2019, pp. 469–485. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_50
- [16] Bianco A., Millo F., Piano A. Modelling of combustion and knock onset risk in a high-performance turbulent jet ignition engine. *Transportation Engineering*, 2020, vol. 2, art. no. 100037. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100037>
- [17] Semenikhin A.S., Idrisov D.V., Chechet I.V., Matveev S.G., Lukachev S.V. Kinetic model and kerosene surrogate for calculating gas turbine engine emission of carcinogenic hydrocarbons. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2022, vol. 21, no. 3, pp. 58–68. (In Russ.).

- [18] Shuanghui Xi, Junxing Hou, Shuai Yang, Zhenghe Wang, Shu-Hao Li, Fan Wang. Development and validation of small-size mechanism for RP-3 aviation fuel with high precision. *ACS Omega*, 2023, vol. 8 (32), pp. 29150–29160. Available at: <https://pubs.acs.org/doi/10.1021/acsomega.3c02335> (accessed October 15, 2025).
- [19] Dubovkin N.F. et al. *Fiziko-khimicheskiye i ekspluatatsionnyye svoystva reaktivnykh topliv. Spravochnik* [Physico-chemical and operational properties of jet fuels. Guide]. Moscow, Khimiya Publ., 1985, 240 p. (In Russ.).
- [20] GOST 10227–2013. *Toplivo dlya reaktivnykh dvigateley. Tekhnicheskiye usloviya* [State Standard 10227–2013. Fuel for jet engines. Technical specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 2014. (In Russ.).
- [21] Tim E., Lourdes M. Surrogate mixtures to represent complex aviation and rocket fuels. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, vol. 17, pp. 461–466. <https://doi.org/10.2514/2.5765>
- [22] Yebing Mao, Liang Yu, Zhiyong Wu, Wencao Tao, Sixu Wang, Can Ruan, Lei Zhu, Xingcai Lu. Experimental and kinetic modeling study of ignition characteristics of RP-3 kerosene over low-to-high temperature ranges in a heated rapid compression machine and a heated shock tube. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 203, pp. 157–169. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.02.015>
- [23] Starik A.M., Titova N.S., Torokhov S.A. Kinetics of oxidation and combustion of complex hydrocarbon fuels: Aviation kerosene. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2013, vol. 49, iss. 4, pp. 392–408.
- [24] Matveev S.G. Development of blend composition of aviation kerosene surrogate for the simulation of workflow of gas turbine engine combustion chamber. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2019, vol. 18, no. 1, pp. 78–87. (In Russ.).
- [25] Wang H., Oehlschlaeger M.A. Autoignition studies of conventional and Fischer — Tropsh jet fuels. *Fuel*, 2012, vol. 98, pp. 249–258, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.041>
- [26] Hargis J.W., Cooper S.P., Mathieu O., Guo B., Petersen E.L. High-temperature ignition behavior of conventional and GTL fuels using an aerosol shock tube. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 226, pp. 490–504. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.12.030>
- [27] Zhukov V.P., Sechenov V.A., Starikovskiy A.Yu. Autoignition of kerosene (Jet-A)/air mixtures behind reflected shock waves. *Fuel*, 2014, vol. 126, pp. 169–176. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.02.036>
- [28] Alturaifi S.A., Rebagay R.L., Mathieu O., Guo B., Petersen E.L. A shock-tube autoignition study of jet, rocket, and diesel fuels. *Energy & Fuels*, 2019, vol. 33 (3), pp. 2516–2525. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.8b04290>
- [29] Davidson D.F., Zhu Y., Shao J., Hanson R.K. Ignition delay time correlations for distillate fuels. *Fuel*, 2017, vol. 187, pp. 26–32, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.09.047>
- [30] Dooley S., Hee Won S., Chaos M., Heyne J., Ju Y., Dryer F.L., Kumar K., Sung C.-J., Wang H., Oehlschlaeger M.A., Santoro R.J., Litzinger T.A. A jet fuel surrogate formulated by real fuel properties. *Combustion and Flame*, 2010, vol. 157, iss. 12, pp. 2333–2339, <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.07.001>
- [31] Changhua Zhang, Bin Li, Fan Rao, Ping Li, Xiangyuan Li. A shock tube study of the autoignition characteristics of RP-3 jet fuel. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2015, vol. 35, iss. 3, pp. 3151–3158. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2014.05.017>
- [32] Chen L., Pan J., Wei H., Zhou L., Hua J. Numerical analysis of knocking characteristics and heat release under different turbulence intensities in a gasoline engine. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 159, art. no. 113879. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113879>
- [33] Chen L., Wei H., Chen C., Feng D., Zhou L., Pan J. Numerical investigations on the effects of turbulence intensity on knocking combustion in a downsized gasoline engine. *Energy*, 2019, vol. 166, pp. 318–325. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.058>
- [34] Pan J., Wei H., Shu G., Pan M., Feng D., Li N. LES analysis for auto-ignition induced abnormal combustion based on a downsized SI engine. *Energy*, 2017, vol. 191, pp. 183–192. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.044>
- [35] Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Shayakhmetov V.A. The numerical study of compressed-air atomizer for spark-ignited jet fuel engine. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206 (1), pp. 305–311. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.478>
- [36] *MAHLE: Pistons and engine testing*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, 305 p.
- [37] Garipov M.D., Khafizov A.G., Zinnatullin R.F., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A. Determination of threshold values of detonation indicators of a gas engine with pre-chamber ignition using an indicator diagram. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 88–98. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.88-98>

Материалы получены редакцией 27.10.2025

Сведения об авторах

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

Зиннатуллин Рустемхан Фагитович — младший научный сотрудник кафедры «Двигателей внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация. E-mail: rz.f@yandex.ru

Халилов Эмиль Марсович — младший научный сотрудник, аспирант кафедры «Двигателей внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация. E-mail: emil.halilov.93@mail.ru

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

Шаяхметов Вадим Анасович — младший научный сотрудник кафедры «Двигателей внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация. E-mail: vaddvs@yandex.ru

Сакулин Роман Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигателей внутреннего сгорания», Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Республика Башкортостан, Российская Федерация. E-mail: laminar_burn@mail.ru

Information about the authors

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

Zinnatullin Rustemkhan Fagitovich — Junior researcher at the Department of Internal Combustion Engines at Ufa University of Science and Technology, Ufa, Republic of Bashkortostan, Russian Federation. E-mail: rz.f@yandex.ru

Khalilov Emil Marsovich — Junior Researcher, Postgraduate Student, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Republic of Bashkortostan, Russian Federation. E-mail: emil.halilov.93@mail.ru

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

Shayakhmetov Vadim Anasovich — Junior Researcher, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Republic of Bashkortostan, Russian Federation. E-mail: vaddvs@yandex.ru

Sakulin Roman Yuryevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Republic of Bashkortostan, Russian Federation. E-mail: laminar_burn@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Халилов Э.М., Мелков А.А., Шаяхметов В.А., Сакулин Р.Ю. Численное исследование воспламенения и сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым зажиганием. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 27–39.

Citation:

Garipov M.D., Zinnatullin R.F., Khalilov E.M., Melkov A.A., Shayakhmetov V.A., Sakulin R.Yu. The numerical study of aviation kerosene ignition and combustion in a spark-ignition four-stroke engine. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 27–39. (In Russ.).

УДК 621.431

EDN: LYSBCB

Влияние особенностей конструкции камеры сгорания поршневого двигателя внутреннего сгорания на параметры внутрикамерных процессов*

А.П. Шайкин, Н.М. Бобровский, В.Г. Шуваев, Р.У. Каменов, Д.В. Черныкина

ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация

The influence of combustion chamber design features on in-cylinder process parameters in piston internal combustion engines

A.P. Shaikin, N.M. Bobrovsky, V.G. Shuvaev, R.U. Kamenov, D.V. Chernyakina

Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation

Представлены результаты обработки и анализа экспериментальных данных о гидродинамике течения, характеристиках процесса сгорания, индикаторном КПД и токсичности отработавших газов при использовании семи видов конструкций камер сгорания (КС) ДВС. Показано, что скорость сгорания топливно-воздушной смеси (ТВС) пропорциональна средней пульсационной скорости ТВС за время горения. Максимальное отличие скоростей сгорания для испытуемых конструкций составило 78 %. Значение индикаторного КПД определяется уровнем пульсационной скорости в заключительной фазе сгорания и положением максимального значения пульсационной скорости относительно верхней мертвой точки (ВМТ) поворота коленчатого вала (ПКВ). Меньшим значениям пульсационной скорости соответствует более высокий КПД. Наименьшее количество выбросов несгоревших углеводородов (СН) соответствует сборкам, обеспечивающим наиболее высокий индикаторный КПД, при этом отмечены повышенные значения выбросов оксидов азота (NO). Отмечено, что для изготовления поршней сложных форм для высокофорсированных двигателей, работающих на скоростях 5000 об/мин и выше, потребуются применять труднообрабатываемые жаропрочные и жаростойкие материалы, а также разработать специальные инструменты.

Ключевые слова: камера сгорания, топливно-воздушная смесь, конструкция, пламя, распространение, турбулентность, пульсационная скорость, индикаторный КПД, несгоревшие углеводороды, оксиды азота, труднообрабатываемые материалы

The results of processing and analysis of experimental data on flow hydrodynamics, combustion process characteristics, indicated efficiency, and exhaust gas toxicity are presented for seven types of internal combustion engine (ICE) combustion chamber (CC) designs. It is shown that the combustion rate of the fuel-air mixture (FAM) is proportional to the mean FAM pulsation velocity during the combustion time. The maximum difference in combustion rates for the tested designs was 78 %. The value of the indicated efficiency is determined by the level of pulsation velocity in the final combustion phase and the position of the maximum pulsation velocity relative to top dead center (TDC) of the crankshaft rotation (CR). Lower pulsation velocity values correspond to higher efficiency. The lowest amount of unburned hydrocarbon (HC) emissions corresponds to assemblies providing the highest indicated efficiency, while increased emissions of nitrogen oxides (NO) were noted. It is noted that manufacturing pistons with complex shapes for high-performance engines operating at speeds of 5000 rpm and above will require the use of difficult-to-machine heat-resistant and high-temperature alloys, as well as the development of special tools.

Keywords: combustion chamber, fuel-air mixture, design, flame, propagation, turbulence, pulsation speed, indicated efficiency, unburned hydrocarbons, nitrogen oxides, difficult-to-process materials

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках государственного задания (госзадания) FEMR-2024-0012.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ПДВС) широко используются в автомобильном, авиационном, морском, железнодорожном транспорте, а также в составе стационарных энергетических установок. В процессе их эксплуатации в атмосферу выбрасывается большое количество токсичных соединений, таких как несгоревшие углеводороды (СН), оксиды углерода (СО), оксиды азота (NO) и др. Эксплуатация многочисленных ПДВС приводит к сжиганию значительной доли добываемого на планете углеводородного топлива.

Несмотря на полуторазековую историю использования и постоянное совершенствование, к ПДВС предъявляют все более жесткие требования по снижению токсичности отработавших газов (ОГ) и повышению эффективности их работы. Работы по выполнению этих требований к ПДВС ведутся в направлении как повышения механического КПД его узлов и механизмов, так и совершенствования технологии сжигания топливно-воздушной смеси (ТВС). Экспериментально установлено [1], что в процессе рабочего хода (такт расширения) сгорает 92...94 % свежей ТВС. В процессе такта выпуска и в выхлопной системе догорает 2...4 % ТВС, остальная часть топлива окисляется в каталитическом нейтрализаторе, поэтому разработки по совершенствованию процесса сгорания ТВС чрезвычайно актуальны. Достижение поставленной цели может быть обеспечено работой в двух направлениях: усовершенствованием конструкции камер сгорания (КС) и технологий их изготовления [2–6] либо применением альтернативных видов топлива [7–14].

Сгорание топливно-воздушной смеси в ПДВС происходит по турбулентному механизму. На данный момент даже процесс сгорания в турбулентном потоке при постоянном давлении, осуществляемый в газотурбинных двигателях и установках, остается недостаточно исследованным [15]. В КС переменного объема ПДВС процесс горения значительно усложняется по причине слишком быстрого (в течение нескольких миллисекунд) изменения параметров турбулентности, температуры и давления [16–19].

В данной статье проанализировано влияние особенностей различных конструкций КС со степенью сжатия 12 на параметры характеристик внутрикамерных процессов. При анализе использованы экспериментальные данные,

представленные Джоханссоном и Олафссоном в [5, 6]. В экспериментах были задействованы семь различных конструкций КС (рис. 1). Различия между ними заключались в форме поперечного сечения выемок, выполненных в поршне, а именно: без выемки — плоская, сферическая, турбинная, цилиндрическая, «Небула» — спиралевидная двухзаходная выемка, крестообразная и квадратная. Основная часть экспериментов проводилась при степени сжатия 12 и скорости вращения вала двигателя 1200 об/мин. Измеряли следующие параметры: среднюю и пульсационную скорость перемещения ТВС, выбросы несгоревших углеводородов (СН) и оксида азота (NO), параметры, определяющие значение индикаторного КПД, а также скорость тепловыделения по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) и состав смеси.

Параметры работы экспериментальной установки измеряли в диапазоне углов ПКВ от 50° до верхней мертвой точки (ВМТ) до 59° после ВМТ. При анализе в указанном диапазоне авторы усредняли пульсационную скорость, не учитывая ее максимальное значение, положение максимума относительно ВМТ и особенности характеристики тепловыделения, а также значения скорости в заключительной фазе сгорания.

Более точную зависимость исследуемых характеристик от изменения средней и пульсационной скорости перемещения газовой среды при сгорании ТВС можно получить при анализе экспериментальных данных в основной и заключительной фазах сгорания.

Для оценки влияния конструктивных особенностей КС на параметры внутрикамерных процессов выделим временной интервал сгорания ТВС (зону от начала до окончания тепловыделения) при степени сжатия 12. На рис. 2 для примера приведены результаты измерения пульсационной и средней скорости перемещения ТВС, а также скорости тепловыделения по углу ПКВ.

Результаты, представленные на рис. 2, показывают значительное качественное и количественное различие параметров, определяющих как гидродинамику течения ТВС в КС, так и динамику тепловыделения. Максимум пульсационной скорости для плоской КС располагается при движении поршня к ВМТ — 14° ПКВ, для квадратной КС — после ВМТ на 10° ПКВ.

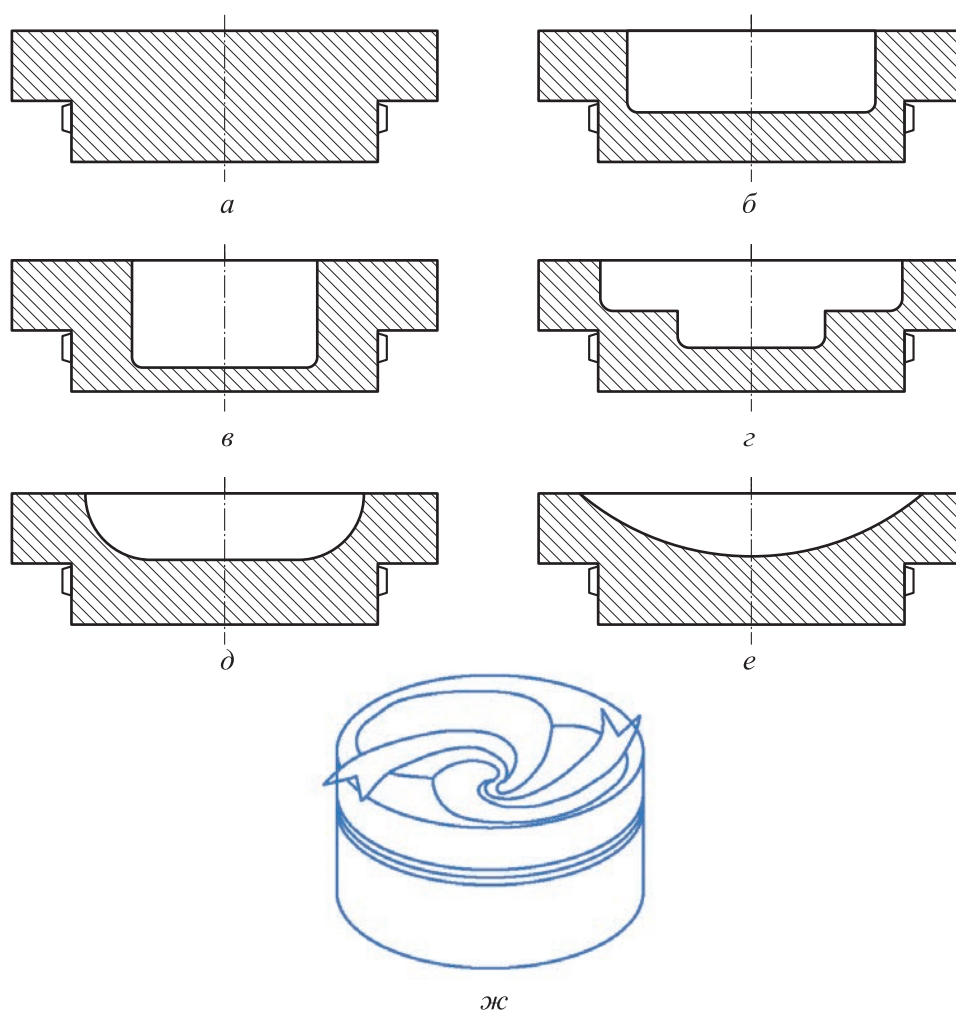


Рис. 1. Геометрическая форма исследуемых камер сгорания:
a — плоская; *б* — цилиндрическая; *в* — квадратная; *г* — крестообразная; *д* — турбинная;
е — полусферическая; *ж* — «Небула»

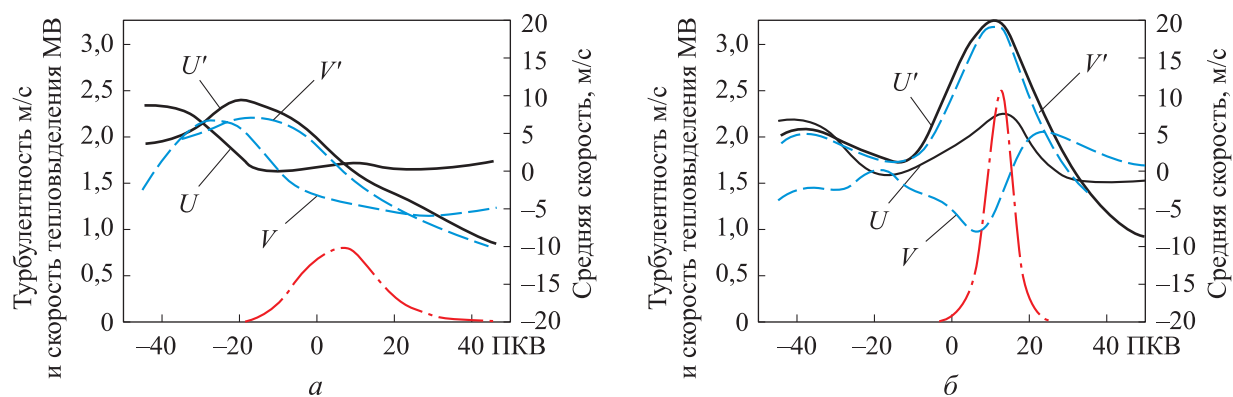


Рис. 2. Пульсационная (—) и средняя (---) скорость перемещения ТВС по двум взаимно перпендикулярным направлениям, а также скорость тепловыделения по углу ПКВ (-.-.-):
a — плоская камера сгорания; *б* — квадратная камера сгорания

Максимальные значения пульсационной скорости составляют 2,55 и 3,32 м/с соответственно. Характер течения и максимум тепловыделения также существенно различаются.

Средние значения компонент скорости потока U и V (в двух взаимно перпендикулярных направлениях) в зависимости от конструкции КС изменяется в широком диапазоне, а именно: для плоской — около 1 м/с, для сферической, турбинной и квадратной — от 5 до –5 м/с, для крестообразной — практически 0 м/с, для «Небулы» — от –5 до 0 м/с, для цилиндрической — от 0 до –10 м/с. Средняя пульсационная скорость для плоской КС составляет 1,4 м/с; для сферической — 1,65 м/с; для турбинной — 1,9 м/с; для цилиндрической — 2,0 м/с; для «Небулы» — 1,5 м/с; для крестообразной — 1,75 м/с; для квадратной — 2,5 м/с. Остальные параметры работы ДВС в указанном диапазоне представлены в таблице.

Особенности конструкции КС привели к изменению скорости выгорания в широком диапазоне. Явного влияния средней скорости перемещения ТВС не выявлено. Длительность выгорания обратно пропорциональна средней пульсационной скорости, за исключением конструкции КС «Небула». Так, время сгорания $t_{\text{гор}}$ для квадратной КС составило 3,89 мс, а для плоской — 6,95 мс, что означает сокращение на 78 %.

Результаты определения индикаторного КПД η_v можно с достаточной степенью точности подразделить на четыре группы: наивысший КПД получен при использовании плоской КС — от 0,44 при $\alpha = 1,0$ до 0,49 при $\alpha = 1,6$, и для КС «Небула» — от 0,433 до 0,48 соответственно. Далее следует цилиндрическая КС с КПД от 0,416 до 0,465. Последняя группа включает крестообразную, квадратную и турбинную КС с КПД от 0,41 до 0,44.

Как видно из данных, представленных в таблице, наиболее высокие значения индикаторного КПД получены для плоской КС и КС «Небула». Наблюдается корреляция между значениями КПД и пульсационной скоростью в заключительной фазе сгорания, т. е. в зонах, наиболее удаленных от свечи зажигания. Чем меньше пульсационная скорость в этой фазе, тем выше КПД.

В заключительной фазе сгорания, протекающей вблизи стенок КС, повышение пульсационной скорости усиливает взаимодействие

турбулентного пламени с охлаждаемыми стенками, что приводит к затуханию химических реакций в пристеночном слое (например, для крестообразной КС). В этой фазе температура продуктов сгорания и несгоревшей смеси достигает максимума, что вызывает значительное увеличение нормальной составляющей скорости турбулентного горения по сравнению с пульсационной составляющей. Эти результаты показывают, что для обеспечения высокого уровня индикаторного КПД стенки КС должны минимизировать турбулентность в пограничном слое, чтобы догорание ТВС происходило по механизму, близкому к ламинарному.

На значение индикаторного КПД также влияет положение пика пульсационной скорости относительно ВМТ. Более высокие значения КПД получены для КС, у которых пик пульсационной скорости расположен при движении поршня к ВМТ (угол ПКВ от -14° до -8°). Как известно, рост индикаторного КПД обусловлен ростом температуры пламени и давления продуктов сгорания.

По приблизительной оценке, увеличение индикаторного КПД на 8 % (с 0,44 до 0,407, плоская и квадратная КС), полученное в условиях анализируемых данных, может быть достигнуто при увеличении температуры пламени на 140 К и росте давления на 0,14 МПа. Отметим, что для изготовления таких сложных форм поршней для высокофорсированных двигателей, работающих на скоростях 5000 об/мин и выше, потребуется применять труднообрабатываемые жаропрочные и жаростойкие материалы (вплоть до металлокерамики), а также разработать специальные инструменты.

Анализ токсичности ОГ, что результаты по определению количества выбросов несгоревших углеводородов (СН) в целом соответствуют полученным значениям КПД, за исключением квадратной КС, у которой один из самых низких КПД, но также низкий уровень выбросов СН. Низкий уровень КПД объясняется повышенными гидравлическими потерями на турбулизацию потока, а снижение выбросов несгоревших СН связано с высокой скоростью сгорания ТВС, обусловленной увеличением пульсационной скорости. Подтверждением изложенного выше служит соответствие высоких значений выбросов NO для КС с наиболее низкими выбросами несгоревших СН.

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Применение КС различной формы позволяет существенно влиять на гидродинамику течения ТВС в зависимости от угла ПКВ:

- изменяя величину и направление скорости перемещения ТВС;

- изменяя значение и угловое положение максимума пульсационной скорости относительно ВМТ, а также форму характеристики тепловыделения.

2. Значение индикаторного КПД зависит от уровня пульсационной скорости в заключительной фазе сгорания и положения пика этой скорости относительно ВМТ. В исследуемом

диапазоне уменьшение пульсационной скорости в заключительной фазе сгорания и смещение ее максимума в сторону ВМТ (при движении поршня к ВМТ) сопровождаются ростом индикаторного КПД.

3. Индикаторный КПД в зависимости от конструкции камер сгорания увеличивается от квадратной к плоской на 8 % при $\alpha = 1,0$ и на 12 % при $\alpha = 1,6$.

4. При проектировании поршней сложной геометрии для высоконапряженных камер сгорания необходимо учитывать применение труднообрабатываемых материалов и необходимость создания специализированного инструмента.

Литература

- [1] Cheng W.K., Hamrin D., Heywood J.B., Hochgreb S., Min K., Norris M. An Overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark ignition engines. *SAE paper*, 1993, art. no. 932708.
- [2] Zhao F., Lai M.C., Harrington D.L. Automotive spark-ignited direct injection gasoline engines. *Progress in energy and combustion science*, 1999, no. 25, pp. 437–562.
- [3] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 2018, 1721 p.
- [4] Arcoumanis C., Kamimoto T. *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009, 420 p.
- [5] Johansson B., Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 1: Fluid flow and combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950469, pp. 1–12.
- [6] Olsson K., Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 2: Combustion and emission. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950517, pp. 1–13.
- [7] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [8] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [9] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Шатров В.И. Природный газ как наиболее выгодное моторное топливо. *Автомобильная промышленность*, 2017, № 1, с. 11–15. EDN: XSBWUP
- [10] Genovese A., Contrisciani N., Ortenzi F., Gazzola V. On road experimental tests of hydrogen/natural gas blends of transit buses. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2011, no. 36, pp. 1775–1783. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.10.092>
- [11] Ravi K., Bhaske J., Porpatham E. Effect of compression ratio and hydrogen addition on part throttle performance of a LPG fuelled lean burn spark ignition engine. *Fuel*, 2017, no. 205, pp. 71–79. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.05.062>
- [12] Shaikin A.P., Epishkin V.E. Special aspects of flame propagation characteristics when using various types of fuel in the combustion chamber of aircraft reciprocating engine. *Russian Aeronautics*, 2023, vol. 66, no. 1, pp. 108–114. <https://doi.org/10.3103/s1068799823010154>
- [13] Shaikin A.P., Galiev I.R. Influence of the Flame Speed on the Power, Fuel Consumption, and Efficiency of the Aircraft Piston Engine. *Russian Aeronautics*, 2021, vol. 64, no. 1, pp. 101–104. <https://doi.org/10.3103/S106879982101013X>
- [14] Ceper B.A. *Usability of hydrogen-natural gas mixtures in internal combustion engines*. Ph. D. thesis. Erciyes University, 2009, 312 p.
- [15] Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. *Турбулентность и горение*. Москва, Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986, 288 с.
- [16] Shaikin A.P., Galiev I.R. On the relationship of the width of the turbulent combustion zone with the fuel composition, pressure, propagation speed, and electrical conductivity of the flame. *Technical Physics*, 2020, vol. 65, no. 7, pp. 1020–1023. <https://doi.org/10.1134/S106378422007018X>
- [17] Irufan A. *Simulation of turbulent flames relevant to spark-ignition engines*. Ph. D. thesis. University of Cambridge, 2014, 208 p.

- [18] Martinez S., Irimescu A., Merola S. Flame front propagation in an optical GDI engine under stoichiometric and lean burn conditions. *Energies*, 2017, no. 10, pp. 1314–1337.
- [19] Kahramana N. Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, no. 2, pp. 1026–1034.

References

- [1] Cheng W.K., Hamrin D., Heywood J.B., Hochgreb S., Min K., Norris M. An Overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark ignition engines. *SAE paper*, 1993, art. no. 932708.
- [2] Zhao F., Lai M.C., Harrington D.L. Automotive spark-ignited direct injection gasoline engines. *Progress in energy and combustion science*, 1999, no. 25, pp. 437–562.
- [3] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill, 2018, 1721 p.
- [4] Arcoumanis C., Kamimoto T. *Flow and combustion in reciprocating engines*. Springer, 2009, 420 p.
- [5] Johansson B., Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 1: Fluid flow and combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950469, pp. 1–12.
- [6] Olsson K., Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines. Part 2: Combustion and emission. *SAE Technical Paper Series*, 1995, no. 950517, pp. 1–13.
- [7] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyani A.S. *Primeneniye al'ternativnykh topliv v dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Use of alternative fuels in internal combustion engines]. Moscow, MADI (TU) Publ., 2000, 311 p. (In Russ.).
- [8] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V. et al. *Al'ternativnyye 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.).
- [9] Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Shatrov V.I. Using natural gas as motor fuel. *Automotive Industry*, 2017, no. 1, pp. 11–15. EDN: XSBUWP
- [10] Genovese A., Contrisciani N., Ortenzi F., Gazzola V. On road experimental tests of hydrogen/natural gas blends of transit buses. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2011, no. 36, pp. 1775–1783. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.10.092>
- [11] Ravi K., Bhaske J., Porpatham E. Effect of compression ratio and hydrogen addition on part throttle performance of a LPG fuelled lean burn spark ignition engine. *Fuel*, 2017, no. 205, pp. 71–79. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.05.062>
- [12] Shaikin A.P., Epishkin V.E. Special aspects of flame propagation characteristics when using various types of fuel in the combustion chamber of aircraft reciprocating engine. *Russian Aeronautics*, 2023, vol. 66, no. 1, pp. 108–114. <https://doi.org/10.3103/s1068799823010154>
- [13] Shaikin A.P., Galiev I.R. Influence of the Flame Speed on the Power, Fuel Consumption, and Efficiency of the Aircraft Piston Engine. *Russian Aeronautics*, 2021, vol. 64, no. 1, pp. 101–104. <https://doi.org/10.3103/S106879982101013X>
- [14] Ceper B.A. *Usability of hydrogen-natural gas mixtures in internal combustion engines*. Ph. D. thesis. Erciyes Unversity, 2009, 312 p.
- [15] Kuznetsov V.R., Sabel'nikov V.A. *Turbulentnost' i goreniye* [Turbulence and combustion]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. Publ., 1986, 288 p. (In Russ.).
- [16] Shaikin A.P., Galiev I.R. On the relationship of the width of the turbulent combustion zone with the fuel composition, pressure, propagation speed, and electrical conductivity of the flame. *Technical Physics*, 2020, vol. 65, no. 7, pp. 1020–1023. <https://doi.org/10.1134/S106378422007018X>
- [17] Irufan A. *Simulation of turbulent flames relevant to spark-ignition engines*. Ph. D. thesis. University of Cambridge, 2014, 208 p.
- [18] Martinez S., Irimescu A., Merola S. Flame front propagation in an optical GDI engine under stoichiometric and lean burn conditions. *Energies*, 2017, no. 10, pp. 1314–1337.
- [19] Kahramana N. Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, no. 2, pp. 1026–1034.

Материалы получены редакцией 19.09.2025

Сведения об авторах

Шайкин Александр Петрович — доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник начальник научно-исследовательской лаборатории «Промышленные технологии инженерии поверхности», ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация. SPIN-код: 7625-5069; AuthorID (SCOPUS): 6602779899; ResearcherID: K-1283-2018.
E-mail: a_shajkin@mail.ru

Бобровский Николай Михайлович — доктор технических наук, доцент, главный научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Промышленные технологии инженерии поверхности», ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация. SPIN-код: 4396-9017; ORCID: 0000-0002-9299-2822; AuthorID (SCOPUS): 6507699033; ResearcherID: Q-2015-2015. E-mail: bobrnm@yandex.ru

Шуваев Вячеслав Георгиевич — доктор технических наук, доцент, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Промышленные технологии инженерии поверхности», ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация. SPIN-код: 7190-5873; AuthorID (SCOPUS): 55387219500; ResearcherID: D-8187-2014.
E-mail: shuvaevvacheslav@yandex.ru

Каменов Ренат Уахитович — кандидат технических наук, начальник научно-исследовательской лаборатории «Промышленные технологии инженерии поверхности», ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация. SPIN-код: 8700-2134; ORCID: 0000-0001-9181-5704; AuthorID (SCOPUS): 57211275221; ResearcherID: B-4846-2018.
E-mail: renatkamenov@mail.ru

Чернякина Дарья Владиславовна — инженер научно-исследовательской лаборатории «Промышленные технологии инженерии поверхности», ФГБОУ ВО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти, Российская Федерация. ORCID: 0009-0002-8932-0782.
E-mail: dasha.tchernyakina@yandex.ru

Information about the authors

Shaikin Aleksandr Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Leading Researcher, Head of the Industrial Surface Engineering Technologies Research Laboratory, Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation. SPIN-code: 7625-5069; AuthorID (SCOPUS): 6602779899; ResearcherID: K-1283-2018.
E-mail: a_shajkin@mail.ru

Bobrovsky Nikolay Mikhailovich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Chief Researcher, Industrial Surface Engineering Technologies Research Laboratory, Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation. SPIN-code: 4396-9017; ORCID: 0000-0002-9299-2822; AuthorID (SCOPUS): 6507699033; ResearcherID: Q-2015-2015. E-mail: bobrnm@yandex.ru

Shuvaev Vyacheslav Georgievich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Senior Researcher at the Industrial Surface Engineering Technologies Research Laboratory, Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation. SPIN-code: 7190-5873; AuthorID (SCOPUS): 55387219500; ResearcherID: D-8187-2014.
E-mail: shuvaevvacheslav@yandex.ru

Kamenov Renat Uakhitovich — Ph. D. (Eng.), Head of the Industrial Surface Engineering Technologies Research Laboratory, Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation. SPIN-code: 8700-2134; ORCID: 0000-0001-9181-5704; AuthorID (SCOPUS): 57211275221; ResearcherID: B-4846-2018.
E-mail: renatkamenov@mail.ru

Chernyakina Daria Vladislavovna — Engineer, Industrial Surface Engineering Technologies Research Laboratory, Togliatti State University, Togliatti, Russian Federation. ORCID: 0009-0002-8932-0782.
E-mail: dasha.tchernyakina@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Шайкин А.П., Бобровский Н.М., Шуваев В.Г., Каменов Р.У., Чернякина Д.В. Влияние особенностей конструкции камеры сгорания поршневого двигателя внутреннего сгорания на параметры внутрикамерных процессов. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 40–48.

Citation:

Shaikin A.P., Bobrovsky N.M., Shuvaev V.G., Kamenov R.U., Chernyakina D.V. The Influence of Combustion Chamber Design Features on In-Cylinder Process Parameters in Piston Internal Combustion Engines. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 40–48. (In Russ.).

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436.74-42

Исследование внутрисопловых гидродинамических процессов в дизельной форсунке

С.А. Скоморовский¹, В.В. Гаврилов²¹СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация²ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург, Российская Федерация

Investigation of intra-nozzle hydrodynamic processes in a diesel nozzle

S.A. Skomorovskiy¹, V.V. Gavrilov²¹SMTU, St. Petersburg, Russian Federation²Admiral Makarov SUMIS, St. Petersburg, Russian Federation

Представлен обзор исследований крупномасштабных вихревых структур потока в каналах распылителей и сопловых отверстиях форсунок. Наибольшее внимание уделено влиянию на распыливание соединяющих мостовых вихрей между соседними сопловыми отверстиями и двойных вращающихся в противоположных направлениях вихрей в односопловых и многосопловых распылителях. Распылители с одним сопловым отверстием более склонны к отрыву потока, чем стандартные с несколькими отверстиями. В трех независимых экспериментах при осесимметричном течении в цилиндрическом сопловом отверстии с острой входной кромкой наблюдается образование кольцевых вихрей Кельвина — Гельмгольца. В проведенном эксперименте кольцевые вихри образовывались после прохождения точки сингулярности, когда распыленная струя приобретала коническую форму с круглым поперечным сечением. С использованием для кольцевого вихря модели Рэнкина была выполнена оценка критического значения числа кавитации в выходном сечении соплового отверстия, которое соответствует точке сингулярности. Это критическое значение числа кавитации коррелируется со значениями чисел кавитации, при которых наблюдаются экстремумы дальноточности и угла конусности распыленной струи. Обнаруженный эффект может быть использован для оценки требуемого уровня максимального давления впрыскивания топлива в зависимости от максимального давления в рабочем цилиндре дизельного двигателя.

Ключевые слова: дизельная форсунка, отрыв потока, вихревые структуры, сингулярность, кавитация, распылитель, распыливание топлива, давление впрыскивания

An overview of studies of large-scale vortex flow structures in spray channels and nozzle orifices is presented. The greatest attention is paid to the effect of hole-to-hole connecting bridge vortices and double “rotating in opposite directions” vortices in single- and multi-plane atomizers on spraying. Sprayers with a single nozzle opening are more prone to hydraulic inversion with flow separation than standard multi-hole ones. In three independent experiments with axisymmetric flow in a cylindrical nozzle with a sharp inlet edge, the formation of Kelvin — Helmholtz ring vortices is observed. In our experiment, annular vortices formed after passing the singularity point, when the sprayed jet acquired a conical shape with a circular cross-section. Using the Rankine model for the annular vortex, we estimated the critical value of the cavitation number in the outlet section of the nozzle opening for the singularity point. This critical value of the cavitation number correlates with the values of the cavitation numbers at which extremes of range and taper angle of the sprayed jet are observed. The detected effect can be used to estimate the required level of maximum fuel injection pressure, depending on the maximum pressure in the working cylinder of a diesel engine.

Keywords: diesel nozzle, flow separation, vortex structures, singularity, cavitation, spray gun, fuel spraying, injection pressure

Введение

Для того чтобы современные двигатели внутреннего сгорания продолжали играть роль основного источника энергии транспортных средств, им необходимо активно совершенствоваться. В современной серийной топливной аппаратуре дизелей достигнуто сверхвысокое давление впрыскивания топлива 270...300 МПа [1]. Для технологического развития двигателей ряд известных специалистов предлагает разрабатывать новые и эффективные технологии управления распыливанием [2]. Процесс сгорания можно улучшить, повысив качество распыления топлива в двигателе, что приведет к снижению уровня выбросов загрязняющих веществ и повышению топливной экономичности. Данным обстоятельством объясняется все возрастающий интерес к исследованию структуры потока в каналах распылителей и сопловых отверстиях форсунок. Целью исследований внутрисопловых процессов является обеспечение возможности эффективного влияния на качество распыливания топлива в дизеле.

Преобладающий механизм, вызывающий первичный распад струи, это *турбулентность и кавитация*, возникающие внутри соплового отверстия. Режим течения в сопловом отверстии в основном определяется значением числа кавитации

$$K_B = \frac{p_1 - p_2}{p_2 - p_v} = \frac{\rho U_2^2}{2(p_2 - p_v)}, \quad (1)$$

где p_1 и p_2 — давления перед сопловым отверстием и за ним соответственно; p_v — давление насыщенных паров; ρ — плотность топлива; U_2 — скорость в выходном срезе соплового отверстия.

Могут возникать два вида кавитации [3–5]. *Геометрическая кавитация* проявляется в виде пленки, возникающей при местном падении давления из-за особенности геометрии входного отверстия сопла. *Струнная (вихревая) кавитация* представляет собой вихревую нить (крупномасштабный продольный вихрь), образующуюся внутри колодца распылителя и соплового отверстия. Механизм возникновения струнной кавитации остается недостаточно исследованным. Для подавления геометрической кавитации при исследовании струнной кавитации часто применяют сужающиеся конические сопловые отверстия в распылителях.

Размер и расположение *продольных крупномасштабных когерентных вихревых структур* влияют на динамику и структуру распыленной струи на выходе из форсунки. В исследованиях наибольшее внимание уделяется так называемым мостовым вихрям между соседними сопловыми отверстиями (hole-to-hole) и двойным вращающимся в противоположных направлениях вихрям [6–9]. При этом замечено, что структуры крупномасштабных вихрей в односопловых и многосопловых распылителях существенно различаются [3, 10]. Упрощенные распылители с одним сопловым отверстием более склонны к отрыву потока [3], чем стандартные с несколькими отверстиями, и эта чувствительность к отрыву возрастает с уменьшением отношения длины соплового отверстия к его диаметру. После изучения крупномасштабных когерентных вихревых структур была предложена концепция распылителей с ослабленным взаимодействием между отверстиями [11]. Малая изученность подобных течений вынуждает сочетать численное моделирование с экспериментальной проверкой (валидацией) [8, 9].

Кольцевые вихри Кельвина — Гельмгольца

В цилиндрическом сопловом отверстии с острой входной кромкой при числе кавитации $K_B = 0,5 \dots 5,0$ и стробоскопическом освещении внутрисоплового потока обнаружены очень слабые кольца пузырьков вдоль отверстия при истечении как в жидкость, так и в газ (см. рис. 1, а [3]). Высокоскоростная визуализация позволила получить качественную информацию о структуре струи распылителя, а также об изменении угла распыления во времени (см. рис. 1, б [11]). Вход в сопловые отверстия выполнен на запорном конусе иглы распылителя. Продолжительность экспозиции в лазерном импульсе была около 150...180 нс, что позволило зафиксировать на малом расстоянии (1 мм) от выхода из соплового отверстия в пределах корневого угла четко видимую упорядоченную систему вихревых колец через 1,5 мс после впрыска. В обоих случаях наблюдается периодическое образование кольцевых вихрей Кельвина — Гельмгольца.

С помощью лазерного доплеровского анемометра (ЛДА) выполнены измерения скоростей капель непосредственно за выходным срезом цилиндрического сопла с острыми входными кромками диаметром 0,4 мм с относи-

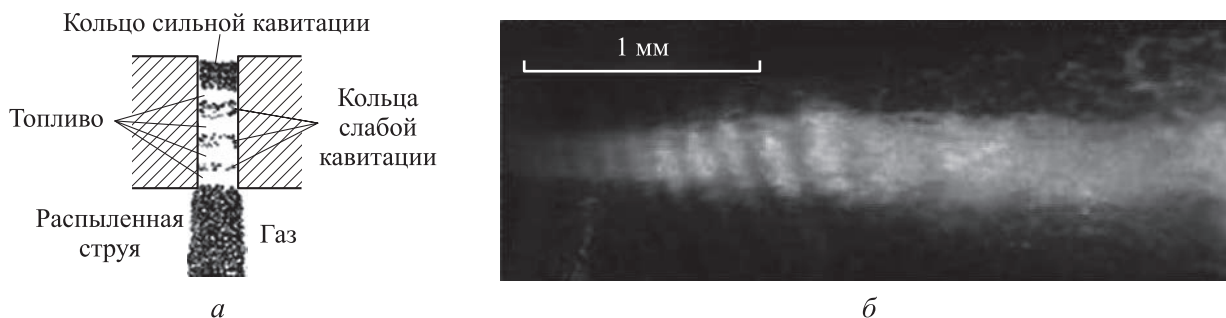


Рис. 1. Периодическое образование кольцевых вихрей Кельвина — Гельмгольца при распыливании: *а* — схема образования [3]; *б* — визуализация струи [11]

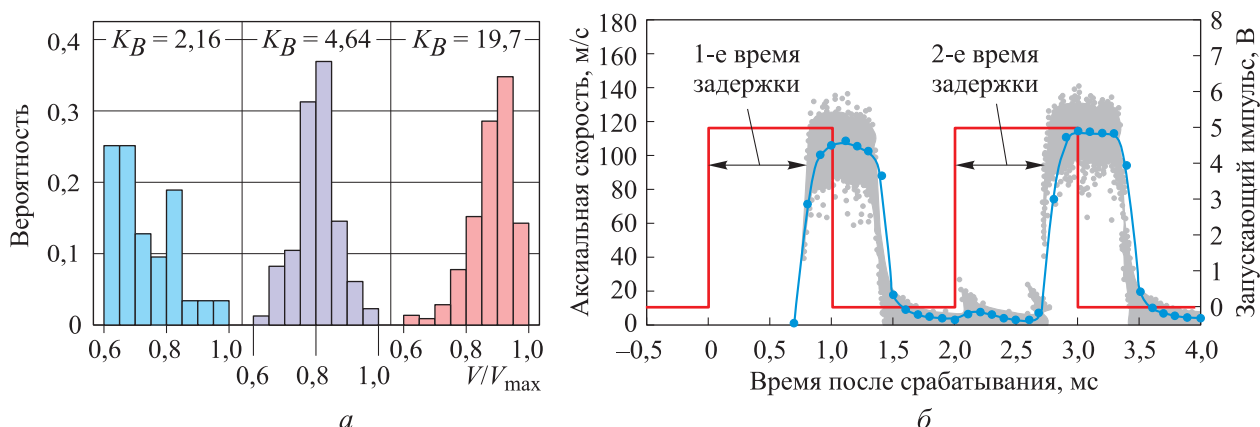


Рис. 2. Размах вариации скоростей частиц при стационарном (*а*) и импульсном (*б*) распыливании: • необработанные данные; — средняя скорость; — импульс

тельной длиной 5 калибров при стационарном истечении в среду сжатого воздуха с давлением 0,15...0,6 МПа (рис. 2, *а* [12]). Распыленная струя в пределах корневого угла имела коническую форму с круглым поперечным сечением. В диапазоне чисел кавитации $K_B = 2,16...19,7$ отношение минимальных к максимальным скоростям частиц топлива в трех гистограммах оставался примерно постоянным $V_{\min}/V_{\max} \approx 0,58...0,60$, т. е. размах вариации составил $R = 0,40...0,42$. Такой размах вариации можно объяснить только наличием в струе кольцевых вихрей Кельвина — Гельмгольца,двигающихся с относительной индуцированной скоростью 0,2. Близкий по значению размах вариации скоростей капель можно наблюдать и при двойном впрыске (рис. 2, *б* [13]) в виде облака (при необработанных результатах измерений с помощью ЛДА) на расстоянии 2,5 мм от среза соплового отверстия. На этот график наложены также зависимости средних скоростей капель и соответствующий импульс, запускающий двойной впрыск.

Сингулярность при распыливании топлива

Алгоритм подготовки экспериментальной установки к проведению измерений скорости капель с помощью ЛДА [12] предусматривал следующий порядок действий. На первом этапе устанавливали предварительно заданное постоянное давление p_2 газа в камере, затем задавали некоторый расход газа через объем камеры, обеспечивающий удаление впоследствии распыленного топлива. На втором этапе подавали топливо в форсунку, поэтапно увеличивая давление перед сопловым отверстием распылителя p_1 и контролируя число кавитации K_B . При варьировании числа кавитации в диапазоне $K_B = 0,5...12$ на выходе из соплового отверстия устанавливался двухструйный режим распыливания с углом между струями 10...15°, струи при этом представляли собой двойные продольные вихри, вращающиеся в противоположных направлениях. На третьем этапе одноструйный режим распыливания возникал при достиже-

нии критической точки, точки сингулярности, при числе кавитации $K_B > 12 \dots 15$. В дальнейшем можно было варьировать давление воздуха в камере p_2 и распыливания дизельного топлива p_1 в широком диапазоне значений числа кавитации K_B без восстановления двухструйного режима истечения. Повторно двухструйный режим распыливания можно было получить только после остановки и повторного запуска установки. В эксперименте был использован односопловой распылитель с осесимметричным сопловым отверстием.

В работе [7] на фотоизображении показан момент, когда внутри соплового отверстия одновременно сосуществуют два встречно вращающихся, сходящихся продольных вихря («струны») и почти сливающихся ближе к выходу. В эксперименте использовали увеличенную в 15 раз модель распылителя с мини-колодцем и с шестью отверстиями, при этом $K_B = 4,15$, число Рейнольдса $Re = 45\,300$. В более поздней работе [9] то же фотоизображение было представлено для оценки результатов моделирования, при этом был отмечен осями угол между сходящимися «струнами» (14°). Авторами работ [7, 9] не выяснено происхождение этих вихрей на входе в сопло.

О возможном механизме прохождения точки сингулярности сходящихся в сопловом отверстии встречно вращающихся продольных вихрей ничего не известно. Можно лишь найти примеры из аэродинамики взаимодействия параллельных противоположно закрученных струй [14], их динамики и неустойчивости параллельных встречно вращающихся вихревых пар [15].

Критические числа кавитации при распыливании топлива

По результатам измерений с помощью ЛДА установлено, что после прохождения точки сингулярности кольцевые вихри на выходе из соплового отверстия имеют относительную самоиндуцированную скорость движения, равную половине размаха вариации скорости капель $\theta = R/2 = 0,2$, которая, в свою очередь, представляет собой относительную азимутальную скорость на границе ядра кольцевого вихря $\theta = V_\theta / U_2 = 0,2$. Если принять схему вихря Рэнкина [16] с ядром радиуса $r = a$, в котором закрученность ω постоянна, то угловая скорость

будет определяться соотношением $\Omega = \omega/2$, а азимутальная скорость на границе ядра кольцевого вихря составит $V_\theta = \Omega a$. Минимальное давление достигается на оси ядра вихря:

$$p_{\min} = p_2 - \rho a^2 \frac{\omega^2}{4} = p_2 - \rho V_\theta^2.$$

Предположим, что в момент прохождения точки сингулярности давление на оси образовавшегося ядра кольцевого вихря $p_{\min} = p_v \approx 0$. Отсюда, в соответствии с уравнением (1), можно оценить критическое значение числа кавитации в выходном сечении соплового отверстия для точки сингулярности:

$$K_B = \frac{1}{2\theta^2} = 12,5. \quad (2)$$

Сравним полученную оценку критического значения числа кавитации (уравнение (2)) с рядом опытных данных. Нами выполнены исследования относительной длины зоны геометрической кавитации в плоской модели соплового отверстия. Измерения проведены с помощью фоторегистрации теневой картины течения в проходящем свете. Опыты осуществлялись после прохождения точки сингулярности. Картина течения не симметрична, длины зон кавитации по обе стороны канала несколько различны. При достижении условия $K_B > 5,5$ длина зон кавитации резко увеличивается, а при $K_B > 10$ кавитационные разрывы сплошности возникают в слоях смещения струи после плоской модели соплового отверстия.

Экспериментальное исследование кавитации в двух группах плоских и цилиндрических оптически прозрачных крупномасштабных моделей сопел с острыми входными кромками и относительной длиной от 2 до 8, приведенное в работе [17], позволило обнаружить влияние относительной длины зоны кавитации на корневой угол распыленной струи. Коллапс облаков паровых пузырьков внутри соплового отверстия вблизи его выходного среза индуцирует образование ударных волн, вследствие чего интенсивность турбулентности возрастает [12]. При достижении значения относительной длины зоны кавитации в сопловом отверстии примерно 80 % корневой угол раскрытия распыленной струи резко увеличивается до максимума. Дальнейший рост относительной длины зоны кавитации приводит к уменьшению корневого угла раскрытия распыленной струи.

В работах [18, 19] приведены результаты исследований характеристик распыливания при стационарном истечении, включая зависимость угла конусности струи водного раствора глицерина от давления распыливания с учетом кинематической вязкости жидкости. В исследовании [18] представлена методика измерения угла конусности распыленной струи на участке 50 мм от соплового отверстия. На рис. 3 показана зависимость угла конусности струи от относительного давления распыливания, в работах [18, 19] указано давление распыливания в МПа. Приняв давление насыщенных паров $p_v = 0$, можно считать, что относительное давление распыливания связано с числом кавитации соотношением

$$K_B \approx \frac{p_1}{p_2} - 1.$$

На рис. 3 видно, что при параметре кинематической вязкости $\nu = 1...1,6 \text{ мм}^2/\text{с}$ (сСт) увеличение относительного давления до 10 (а коэффициента кавитации до $K_B = 9$) угол конусности струи достигает максимального значения и затем несколько уменьшается. При анализе представленных данных необходимо учитывать, что кинематическая вязкость арктического дизельного топлива при температуре 20°С составляет $1,5...4,0 \text{ мм}^2/\text{с}$. Для обеспечения оптимального распыливания высоковязкого топлива максимальное значение кинематической вязкости

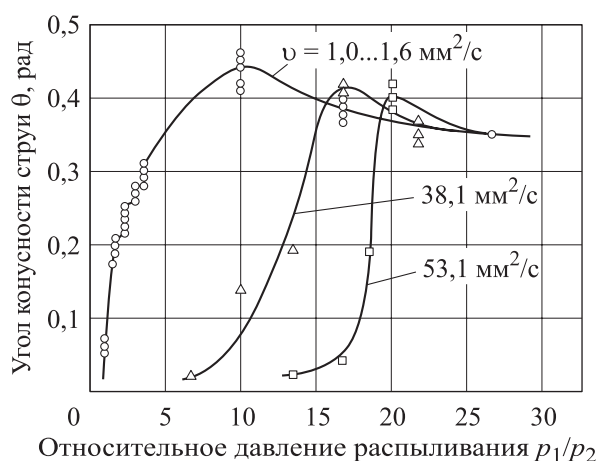


Рис. 3. Зависимость угла конусности струи от относительного давления распыливания (давление в камере $p_2 = 3,0 \text{ МПа}$, диаметр соплового отверстия $d_c = 0,3 \text{ мм}$)

перед форсункой должно находиться в пределах $10...16 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Результаты исследования процесса распыливания высоковязкого топлива насос-форсункой среднеоборотного дизельного двигателя ЧН 30/38 представлены на рис. 4. Зависимости дальности струи при вязкости топлива в диапазоне $12...42 \text{ мм}^2/\text{с}$ приведены на момент времени $1,5 \text{ мс}$ от начала впрыска. Из кривых, показанных на рисунке, особого внимания заслуживает зависимость для кинематической вязкости $12 \text{ мм}^2/\text{с}$, на которой наиболее явно наблюдается экстремум. Анализ осциллограмм давлений перед сопловыми отверстиями показал, что экстремум соответствует числу кавитации $K_B \approx 12,5$. Также на рисунке отмечено положение числа кавитации $K_B \approx 9$, соответствующее максимуму угла конусности струи на рис. 3 для кинематической вязкости $1,0...1,6 \text{ мм}^2/\text{с}$.

На рис. 5 показаны значения относительного максимального давления впрыскивания топлива $p_{\text{впр}}/p_{\text{max}}$ (где p_{max} — максимальное давление в цилиндре дизельного двигателя) в зависимости от среднего эффективного давления одиннадцати дизельных двигателей, из них получены по данным обзора [20]: шесть — среднеоборотные и повышенной оборотности, а седьмой — высокооборотный двигатель Рахман VP185. Зависимости построены с помощью программного обеспечения Matplotlib на языке программиро-

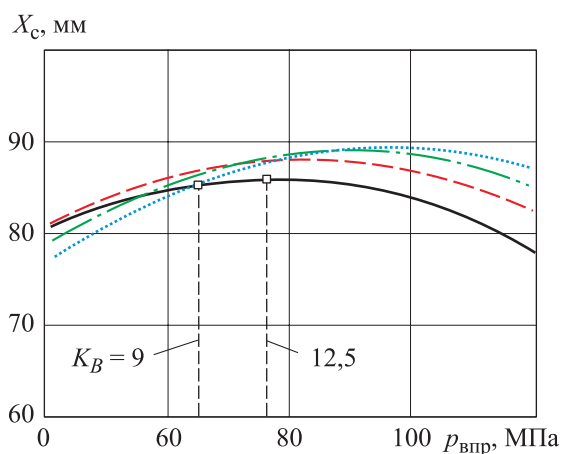


Рис. 4. Зависимость дальности струи от максимального давления впрыскивания ($d_c = 0,4 \text{ мм}$; момент времени от начала впрыскивания $\tau = 1,5 \text{ мс}$; $p_2 = 2,2 \text{ МПа}$):

— $\nu = 12 \text{ мм}^2/\text{с}$; — $\nu = 22 \text{ мм}^2/\text{с}$;
— $\nu = 32 \text{ мм}^2/\text{с}$; — $\nu = 42 \text{ мм}^2/\text{с}$.

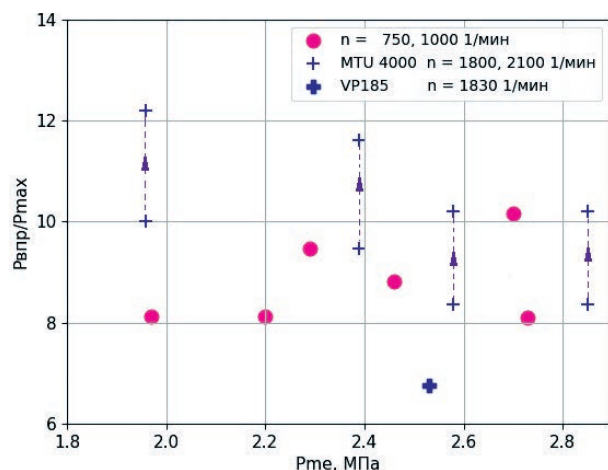


Рис. 5. Зависимость безразмерного максимального давления впрыскивания топлива от среднего эффективного давления рабочего цикла дизеля

вания Python. В таблице приведены данные четырех высокооборотных дизельных двигателей MTU 4000 из сертификатов итальянского морского регистра RINA [21], дата сертификации 2020 г.

Двигатели MTU серии 4000 третьего и четвертого поколений отличаются системой впрыска топлива Common Rail с повышением максимального давления впрыскивания с 180 до 220 МПа [22–24]. Для двигателей с частотой вращения 750...1000 мин⁻¹ относительное максимальное давление впрыскивания находится в диапазоне значений 8...10, то для высокооборотных двигателей (Рахман VP185 [20] и четы-

рех MTU V4000 [21]) диапазон шире — 6,7...12,2. Форсунки с индивидуальными топливными аккумуляторами и электронная система управления обеспечивают трехразовый впрыск (предвпрыск, основной впрыск и послевпрыск), что позволяет обеспечивать соответствие требованиям ИМО к выбросам NO_x уровня 3. Это достигнуто благодаря различным технологическим усовершенствованиям (в том числе системы впрыска) и при этом не требовался дополнительный сажевый фильтр. Однако при этом несколько повысился удельный расход топлива для моделей MTU S4000 Mx3 и S4000 M93L (см. таблицу). Моделирование процесса горения по Зельдовичу в программном комплексе «Дизель-РК», которое выполнено применительно к двигателю Рахман VP185, показало соответствие требованиям ИМО к выбросам NO_x только уровня I, достигнутого вследствие увеличенной интенсивности кинетической стадии сгорания при значении относительного максимального давления впрыскивания топлива 6,7. В то же время для моделей MTU 4000M03-Workboat и 4000 обеспечиваются требования ИМО уровня 2.

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Высокое относительное максимальное давление впрыскивания топлива $p_{впр}/p_{max}$ служит необходимым, но не достаточным условием организации качественного смесеобразования и сгорания в дизельном двигателе.

Характеристики двигателей MTU4000

Характеристика	Модель двигателя			
	4000M03 Workboat	4000	S4000 Mx3	S4000 M93L
Дата сертификации RINA [21]	28.04.2020	10.01.2021	12.02.2020	12.02.2020
Отношение диаметра цилиндра к ходу поршня D/S	17/21	16,5/19	17/19	17/19
Частота вращения, мин ⁻¹	1800	2100	2100	2100
Степень сжатия	17,2	15,5	15,35	15,35
Максимальное давление в цилиндре p_{max} , МПа	18	19	21,5	21,5
Среднее эффективное давление p_{me} , МПа	1,958	2,39	2,58	2,85
Удельный расход топлива двигателя b_e , г/(кВт · ч)	197	209	216,5	216,5

2. Следует обеспечить требуемую вихревую структуру течения как в каналах распылителя, так и в сопловых отверстиях. Соединяющие мостовые вихри между соседними сопловыми отверстиями должны отсутствовать.

3. Наличие обнаруженного явления сингулярности (когда струя распыленного топлива приобретает коническую форму с круглым поперечным сечением) экспериментально подтверждено нами только для односоплового распылителя.

4. Критические значения чисел кавитации в сопловых отверстиях распылителей форсунок (при которых наблюдаются экстремумы дальности и угла конусности распыленной струи) можно использовать для оценки требуемого уровня максимального давления впрыскивания топлива в зависимости от максимального давления в рабочем цилиндре дизельного двигателя.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Марков В.А., Онищенко Д.О., Моисеев Д.А. Способы расчета нагрева топлива при впрыскивании в дизельных двигателях с давлением до 400 МПа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 10 (763), с. 84–95, <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-10-84-95>
- [2] Arai M. The possibility of active attitude control for fuel spray. *Engineering*, 2019, vol. 5 (3). <https://doi.org/10.1016/j.eng.2019.04.010>
- [3] Soteriou C., Andrews R., Smith M. Direct injection diesel sprays and the effect of cavitation and hydraulic flip on atomization. *SAE Technical Paper Series*, 1995, art. no. 950080. <https://doi.org/10.4271/950080>
- [4] Arcoumanis C., Flora H., Gavaises M., Kampanis N., Horrocks R. Investigation of cavitation in a vertical multi-hole injector. *SAE Technical Paper Series*, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-0524>
- [5] Andriotis A., Gavaises M., Arcoumanis C. Vortex flow and cavitation in diesel injector nozzles. *Journal of Fluid Mechanics*, 2008, vol. 610, pp. 195–215. <https://doi.org/10.1017/s0022112008002668>
- [6] Reid B.A., Gavaises M., Mitroglou N., Hargrave G.K., Garner C.P., McDavid R.M. String cavitation formation inside fuel injectors. *Journal of Physics: Conference Series*, 2015, vol. 656, art. no. 012099. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/656/1/012099>
- [7] Mirshahi M., Nouri J.M., Yan Y., Gavaises M. Link between in-nozzle cavitation and jet spray in a gasoline multi-hole injector. *Proceedings of the ILASS-Europe, 25th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Chania, Greece, 2013. URL: <https://openaccess.city.ac.uk/id/eprint/14407/> (accessed September 07, 2025).
- [8] Kumar A., Ghobadian A., Nouri J. Numerical simulation and experimental validation of cavitating flow in a multi-hole diesel fuel injector. *International Journal of Engine Research*, 2022, vol. 23 (6), pp. 958–973. <https://doi.org/10.1177/1468087421998631>
- [9] Kumar A., Nouri J., Ghobadian A. Predictions of vortex flow in a diesel multi-hole injector using the rans modelling approach. *Fluids*, 2021, vol. 6, art. no. 421. <https://doi.org/10.3390/fluids6120421>
- [10] Karathanassis I.K., Hwang J., Koukouvinis P. et al. Combined visualisation of cavitation and vortical structures in a real-size optical diesel injector. *Exp Fluids*, 2021, vol. 62. <https://doi.org/10.1007/s00348-020-03096-1>
- [11] Mitroglou N., Gavaises M., Nouri J. Cavitation inside enlarged and real-size fully transparent injector nozzles and its effect on near nozzle spray formation. *DIPSI Workshop 2011. Droplet Impact Phenomena & Spray Investigations*, 2011, pp. 33–45. URL: <https://openaccess.city.ac.uk/id/eprint/1507/> (accessed September 07, 2025).
- [12] Скоморовский С.А. Первичный распад при распыливании топлива в дизеле. *Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета*, 2019, № 5, с. 36–48. EDN: VRSVCM
- [13] Mitroglou N., Nouri J.M., Arcoumanis C. Spray structure from double fuel injection in multihole injectors for gasoline direct-injection engines. *Atomization and Sprays*, 2009, vol. 19 (6), pp. 529–545. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.v19.i6.30>
- [14] Гайфуллин А.М., Жвик В.В. Взаимодействие двух противоположно закрученных затопленных струй. *Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа*, 2019, № 3, с. 48–57. <https://doi.org/10.1134/S0568528119020063>
- [15] Leweke T., Le Dizès S., Williamson C.H.K. Dynamics and Instabilities of Vortex Pairs. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2016, vol. 48 (1), pp. 507–541. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-122414-034558>
- [16] Алексеев С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. *Введение в теорию концентрированных вихрей*. Новосибирск, Ин-т теплофизики СО РАН, 2003, 503 с. EDN: QKFPXP

- [17] Sou A., Hosokawa S., Tomiyama A. Dimensionless Numbers on Cavitation in a Nozzle of Pressure Atomizers. *ICLASS 2009. 11th Triennial International Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Vail, Colorado USA. URL: <http://www.researchgate.net/publication/266073925> (accessed September 07, 2025).
- [18] Hiroyasu H., Arai M., Tabata M. Diesel fuel spray of high viscosity fuel. *Bulletin of the Marine Engineering Society in Japan*, 1986, vol. 14 (1). <https://doi.org/10.5988/jime1966.20.194>
- [19] Hiroyasu H., Arai M. Structures of fuel sprays in diesel engines. *SAE Technical Paper Series. Conference: International Congress & Exposition*, 1990. <https://doi.org/10.4271/900475>
- [20] Bilousov I., Bulgakov M., Savchuk V. *Modern marine internal combustion engines: a technical and historical overview*. Springer, 2020, 395 p.
- [21] *Marine Product Certification. Product: Motore A.C.I. (Motore Alternativo A Combustione Interna)*. URL: <https://service.rina.org/getec/tipiomologatir5.nsf/mainpage.xsp?info=TOAENG&page=home> (accessed September 07, 2025).
- [22] Kech J. *How does Common Rail Injection work?* URL: <https://www.mtu-solutions.com/na/en/stories/technology/research-development/how-does-common-rail-injection-work.html> (accessed September 07, 2025).
- [23] Latache M. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. New York, Butterworth-Heinemann, 2021, 957 p.
- [24] *MTU 16V 4000:15 Expert Tips to Maximize Power & Reliability in 2025!* URL: <https://grt-engine.com/mtu-16v-4000/> (accessed September 07, 2025).

References

- [1] Grekhov L.V., Markov V.A., Onishchenko D.O., Moiseev D.A. Methods for calculating fuel heating at injection with pressure of up to 400 MPa in a diesel engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 10, pp. 84–95. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-10-84-95>
- [2] Arai M. The possibility of active attitude control for fuel spray. *Engineering*, 2019, vol. 5 (3). <https://doi.org/10.1016/j.eng.2019.04.010>
- [3] Soteriou C., Andrews R., Smith M. Direct injection diesel sprays and the effect of cavitation and hydraulic flip on atomization. *SAE Technical Paper Series*, 1995, art. no. 950080. <https://doi.org/10.4271/950080>
- [4] Arcoumanis C., Flora H., Gavaises M., Kampanis N., Horrocks R. Investigation of cavitation in a vertical multi-hole injector. *SAE Technical Paper Series*, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-0524>
- [5] Andriotis A., Gavaises M., Arcoumanis C. Vortex flow and cavitation in diesel injector nozzles. *Journal of Fluid Mechanics*, 2008, vol. 610, pp. 195–215. <https://doi.org/10.1017/s0022112008002668>
- [6] Reid B.A., Gavaises M., Mitroglou N., Hargrave G.K., Garner C.P., McDavid R.M. String cavitation formation inside fuel injectors. *Journal of Physics: Conference Series*, 2015, vol. 656, art. no. 012099. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/656/1/012099>
- [7] Mirshahi M., Nouri J.M., Yan Y., Gavaises M. Link between in-nozzle cavitation and jet spray in a gasoline multi-hole injector. *Proceedings of the ILASS-Europe, 25th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Chania, Greece, 2013. Available at: <https://openaccess.city.ac.uk/id/eprint/14407/> (accessed September 07, 2025).
- [8] Kumar A., Ghobadian A., Nouri J. Numerical simulation and experimental validation of cavitating flow in a multi-hole diesel fuel injector. *International Journal of Engine Research*, 2022, vol. 23 (6), pp. 958–973. <https://doi.org/10.1177/1468087421998631>
- [9] Kumar A., Nouri J., Ghobadian A. Predictions of vortex flow in a diesel multi-hole injector using the rans modelling approach. *Fluids*, 2021, vol. 6, art. no. 421. <https://doi.org/10.3390/fluids6120421>
- [10] Karathanassis I.K., Hwang J., Koukouvini P. et al. Combined visualisation of cavitation and vortical structures in a real-size optical diesel injector. *Exp Fluids*, 2021, vol. 62. <https://doi.org/10.1007/s00348-020-03096-1>
- [11] Mitroglou N., Gavaises M., Nouri J. Cavitation inside enlarged and real-size fully transparent injector nozzles and its effect on near nozzle spray formation. *DIPSI Workshop 2011. Droplet Impact Phenomena & Spray Investigations*, 2011, pp. 33–45. Available at: <https://openaccess.city.ac.uk/id/eprint/1507/> (accessed September 07, 2025).
- [12] Skomorovsky S.A. Primary decomposition during fuel atomization in a diesel engine. *Trudy Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta*, 2019, no. 5, pp. 36–48. (In Russ.). EDN: VRSVCM

- [13] Mitroglou N., Nouri J.M., Arcoumanis C. Spray structure from double fuel injection in multihole injectors for gasoline direct-injection engines. *Atomization and Sprays*, 2009, vol. 19 (6), pp. 529–545. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.v19.i6.30>
- [14] Gaifullin A.M., Zhvick V.V. Interaction between two oppositely swirled submerged jets. *Fluid Dynamics*, 2019, vol. 54, no. 3, pp. 339–348.
- [15] Leweke T., Le Dizès S., Williamson C.H.K. Dynamics and Instabilities of Vortex Pairs. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2016, vol. 48 (1), pp. 507–541. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-122414-034558>
- [16] Alekseenko S.V., Kuibin P.A., Okulov V.L. *Vvedeniye v teoriyu kontsentrirrovannykh vikhrey* [Introduction to the theory of concentrated vortices]. Novosibirsk, Int. teplofiziki SO RAN Publ., 2003, 503 p. (In Russ.). EDN: QKFPXP
- [17] Sou A., Hosokawa S., Tomiyama A. Dimensionless Numbers on Cavitation in a Nozzle of Pressure Atomizers. *ICLASS 2009. 11th Triennial International Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Vail, Colorado USA. Available at: <http://www.researchgate.net/publication/266073925> (accessed September 07, 2025).
- [18] Hiroyasu H., Arai M., Tabata M. Diesel fuel spray of high viscosity fuel. *Bulletin of the Marine Engineering Society in Japan*, 1986, vol. 14 (1). <https://doi.org/10.5988/jime1966.20.194>
- [19] Hiroyasu H., Arai M. Structures of fuel sprays in diesel engines. *SAE Technical Paper Series. Conference: International Congress & Exposition*, 1990. <https://doi.org/10.4271/900475>
- [20] Bilousov I., Bulgakov M., Savchuk V. *Modern marine internal combustion engines: a technical and historical overview*. Springer, 2020, 395 p.
- [21] *Marine Product Certification. Product: Motore A.C.I. (Motore Alternativo A Combustione Interna)*. Available at: <https://service.rina.org/getec/tipiomologatir5.nsf/mainpage.xsp?info=TOAENG&page=home> (accessed September 07, 2025).
- [22] Kech J. *How does Common Rail Injection work?* Available at: <https://www.mtu-solutions.com/na/en/stories/technology/research-development/how-does-common-rail-injection-work.html> (accessed September 07, 2025).
- [23] Latache M. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. New York, Butterworth-Heinemann, 2021, 957 p.
- [24] *MTU 16V 4000:15 Expert Tips to Maximize Power & Reliability in 2025!* Available at: <https://grt-engine.com/mtu-16v-4000/> (accessed September 07, 2025).

Материалы получены редакцией 29.10.2025

Сведения об авторах

Скоморовский Станислав Альбинович — кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет» (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: sas47@mail.ru

Гаврилов Владимир Васильевич — доктор технических наук, профессор, ФГБОУВО «Государственный университет морского и речного флота» им. Адмирала С.О. Макарова (ГУМРФ), Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: vgavrilov47@yandex.ru

Information about the authors

Skomorovskiy Stanislav Albinovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, State Maritime Technical University (SMTU), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: sas47@mail.ru

Gavrilov Vladimir Vasilyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Admiral S.O. Makarov State University of Marine and River Fleet (GUMRF), St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: vgavrilov47@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Скоморовский С.А., Гаврилов В.В. Исследование внутрисопловых гидродинамических процессов в дизельной форсунке. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 49–57.

Citation:

Skomorovskiy S.A., Gavrilov V.V. Investigation of intra-nozzle hydrodynamic processes in a diesel nozzle. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 49–57. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436

Динамическая модель системы автоматического управления газовым двигателем, работающим на генератор

А.Г. Кузнецов, С.В. Харитонов, Н.С. Ложкин

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

Dynamic model of automatic control system of gas engine operating on generator

A.G. Kuznetsov, S.V. Kharitonov, N.S. Lozhkin

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russian Federation

В настоящее время применение газовых двигателей в качестве привода электрогенераторов становится все более популярным. Жесткие нормативы по стабильности вырабатываемой электроэнергии могут быть обеспечены повышенными требованиями к качеству работы системы автоматического управления двигателем, которая включает системы автоматического регулирования частоты вращения и воздухообеспечения и служит частью единой системы управления энергетической установкой. Цель данной работы — создание динамической модели газового двигателя для использования в процессе проектирования системы автоматического управления двигателем на этапах расчетного исследования и полунатурного моделирования. Рассмотрены особенности рабочего процесса газового двигателя, представлены функциональные схемы комбинированного двигателя и систем автоматического регулирования частоты вращения и воздухообеспечения. Приведены основные уравнения, описывающие динамические свойства элементов газового двигателя на основе соотношений рабочего процесса, показатели которого в значительной степени определяются коэффициентом избытка воздуха. В качестве примера разработана динамическая модель отечественного газового двигателя Д49, на базе которой в программном комплексе MATLAB/Simulink построена компьютерная модель двигателя в составе системы управления. В результате моделирования переходных процессов рассматриваемой системы управления проанализировано влияние способов управления воздушной заслонкой на стабильность работы двигателя и качество процессов регулирования.

Ключевые слова: газовый двигатель, энергетическая установка, система автоматического управления, система автоматического регулирования, воздушная заслонка, динамическая модель, математическое моделирование, компьютерное моделирование

Currently, the use of gas engines as a drive for electric generators is becoming increasingly popular. Strict standards for the stability of the generated electricity can be provided by increased requirements for the quality of the automatic engine control system, which includes automatic speed control and air supply systems and serves as part of a unified power plant management system. The purpose of this work is to create a dynamic model of a gas engine for use in the design process of an automatic engine control system at the stages of computational research and semi—natural modeling. The features of the working process of a gas engine are considered, the functional schemes of a combined engine and automatic speed control and air supply systems are presented. The basic equations describing the dynamic properties of the elements of a gas engine are given based on the ratios of the working process, the indicators of which are largely determined by the coefficient of excess air. As an example, a dynamic model of the domestic D49 gas engine has been developed, on the basis of which a computer model of the engine as part of the

control system has been built in the MATLAB/Simulink software package. As a result of modeling the transients of the control system under consideration, the influence of air damper control methods on the stability of the engine and the quality of control processes is analyzed.

Keywords: gas engine, power plant, automatic control system, automatic control system, air throttle, dynamic model, mathematical modeling, computer modeling

Постановка задачи исследования

В мировой практике двигателестроения наблюдается тенденция к более широкому применению газовых двигателей для различных потребителей в широком диапазоне мощностей [1–5]. Весьма перспективно применение газовых двигателей в качестве приводов генераторов на электростанциях. При этом нередко на газовое топливо путем введения соответствующих изменений в конструкции и системе топливоподачи переводят традиционные дизельные двигатели. Примером такой конвертации, осуществленной ООО «ИЦД ТМХ», служит двигатель 1-9ГМГ, созданный на базе широко известного двигателя Д49 производства АО «Коломенский завод» [6–8].

Источником электрической энергии на электростанциях с газовыми двигателями служит синхронный генератор, поэтому в состав системы автоматического управления (САУ) двигателем обязательно должна входить система автоматического регулирования (САР) частоты вращения.

Особенность работы газового двигателя заключается в том, что для нормального протекания рабочего процесса необходимо в достаточно узком диапазоне поддерживать определенное соотношение топлива и воздуха (коэффициент избытка воздуха α). При использовании газа в автомобильных двигателях с искровым зажиганием и подачей топлива во впускной трубопровод обычно предусмотрено функционирование двигателя как на газе, так и на бензине. В этом случае управление двигателем, работающим на любом из двух топлив, осуществляется единым способом — заданием расхода воздуха с помощью дроссельной заслонки, а подача топлива (бензина или газа) подстраивается под расход воздуха. В газовых двигателях большой мощности рассматриваемого типа при изменении режима работы система управления меняет подачу газа, а расход воздуха подстраивается под топливоподачу. Таким образом, система автоматического управления газовым двига-

телем (САУД) включает две системы автоматического регулирования: частоты вращения с воздействием на подачу топлива (САР n) и воздухообеспечения с контуром подстройки расхода воздуха под расход газа (САР B) — рис. 1.

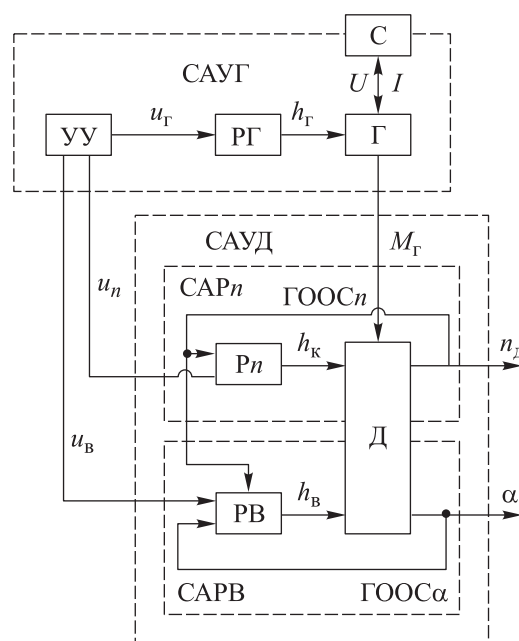


Рис. 1. САУ энергетической установки

Система автоматического управления газовым двигателем рассматриваемого типа является частью единой системы управления энергетической установкой в целом (см. рис. 1), в которую входит также САУ генератором (САУГ). Эта система регулирует необходимые параметры генератора (Г) и связывает установку с электрической сетью (С). Связь установки с сетью предусматривает совместную работу при требуемых значениях напряжения U и силы переменного тока I . Система управления установкой имеет иерархическую структуру, на верхнем уровне которой стоит САУГ. Устройство управления (УУ), входящее в состав САУГ, задает настройку u_r регулятора генератора (РГ) и настройки (уставки) регуляторов САУД, расположенных на нижнем уровне единой САУ: u_n — для регу-

лятора частоты вращения (Pn) и u_b — для регулятора воздухообеспечения (РВ). Режим работы генератора устанавливается регулирующим воздействием h_r от РГ. Режим работы двигателя определяется регулирующими воздействиями: h_k от Pn и h_b от РВ. Системы САР n и САРВ построены в соответствии с принципом регулирования по отклонению и содержат главные отрицательные обратные связи: по частоте вращения (ГООС n) и коэффициенту избытка воздуха (ГООС α). Генератор воздействует на двигатель моментом сопротивления M_r . В результате взаимодействия всех частей САУ электростанцией устанавливается режим работы двигателя, характеризуемый такими важными для процесса управления параметрами, как частота вращения n_d и коэффициент избытка воздуха α .

Для получения необходимого значения коэффициента α САР воздухообеспечения воздействует на впускную систему двигателя, задавая необходимый расход. Выбор регулирующих воздействий и соответствующих регулирующих органов системы воздухообеспечения зависит от типа энергетической установки, в которой используется газовый двигатель, и от характеристик турбокомпрессора. Все рабочие установившиеся режимы двигателя, приводящего в действие синхронный генератор, соответствующие нагрузочной характеристике при постоянной частоте вращения, равной частоте вырабатываемого генератором переменного тока. Для среднеоборотных двигателей характерна частота привода генератора 1000 или 1500 мин⁻¹ в зависимости от числа пар полюсов генератора. На такой сравнительно большой частоте вращения при установившихся режимах больших нагрузок турбокомпрессор обычно уже способен снабжать двигатель достаточным количеством воздуха. Если характеристики турбокомпрессора не позволяют обеспечивать необходимый расход воздуха, от САРВ требуется принять меры по интенсификации его работы на некоторых режимах. Возможно, например, применение турбокомпрессора с регулируемым положением лопаток направляющего аппарата турбины.

Режимы холостого хода (без нагрузки) от минимальной частоты вращения до рабочей частоты генератора используют только для прогрева двигателя. На таких режимах подача газа минимальна и не требуется большое количество воздуха, наоборот, его необходимо ограничи-

вать. Для ограничения расхода воздуха используют воздушную заслонку (термин «воздушная заслонка» применен для отличия от дроссельной заслонки, которая служит основным органом управления бензиновыми двигателями). Воздушную заслонку устанавливают во впускном трубопроводе после охладителя наддувочного воздуха.

На неустановившихся режимах в переходных процессах наброса значительной нагрузки современные регуляторы частоты вращения и газовые дозаторы с электромагнитными клапанами способны резко увеличивать подачу газа. При этом турбокомпрессор как наиболее инерционный элемент системы не успевает раскрутиться и не обеспечивает необходимый прирост расхода воздуха. Коэффициент избытка воздуха падает до недопустимо малых значений, что приводит к ухудшению качества рабочего процесса и даже к остановке двигателя. Если временно ограничивать подачу газа, поддерживая приемлемое значение коэффициента избытка воздуха (пневмокоррекция), произойдет затягивание переходного процесса и показатели качества регулирования могут не соответствовать требованиям ГОСТ Р 55231–2012. Поэтому на части неустановившихся режимов в переходных процессах наброса нагрузки может возникнуть необходимость в интенсификации работы агрегата наддува для увеличения подачи воздуха. В этом случае потребуется применять регулируемый турбокомпрессор с возможностью интенсификации наддува (например, с регулируемым положением лопаток направляющего аппарата турбины), при этом САР воздухообеспечения должна содержать также канал воздействия на турбокомпрессор.

Качественная работа газового двигателя возможна только при согласовании характеристик САР частоты вращения и САР воздухообеспечения, причем как на установившихся режимах, так и в переходных процессах. Для отладки САУ двигателем в процессе натурных испытаний необходимы значительные материальные и временные затраты. Ускорение разработки и настройки САУ достигается, если на начальном этапе создания САУ проводить расчетное и полунатурное моделирование [9] с использованием компьютерной модели газового двигателя в составе САУ. Такая модель должна адекватно описывать установившиеся и неустановившиеся

режимы работы двигателя и осуществлять расчеты в реальном времени, что необходимо для проведения полунатурного моделирования [10]. Данный подход показал свою эффективность, в частности, при проектировании и настройке систем управления дизельными двигателями [11]. Разработка компьютерной модели газодвигателя, предназначенной для этапов расчета и полунатурного моделирования при создании САУ, и является целью данной работы.

Структура модели

Функциональная схема газового двигателя представлена на рис. 2. В поршневой части (ПЧ) двигателя в результате сгорания горючей смеси воздуха с газом $G_b + G_r$ вырабатывается крутящий эффективный момент M_e , который вращает вал двигателя (ВД). Соотношение крутящего момента двигателя M_e и момента сопротивления со стороны генератора M_r на валу установки определяет частоту вращения n_r .

Снабжение двигателя воздухом осуществляется турбокомпрессором. Отработавшие газы с расходом $G_{ог}$ через выпускной трубопровод (ВыпТ) с давлением p_t и температурой T_t поступают на турбину (Т) агрегата наддува. Момент турбины M_r , полученный за счет энергии отработавших газов, приводит в действие через вал агрегата наддува (ВТ) компрессор (К), со стороны которого на вал действует тормозной момент M_k . Вал турбокомпрессора вращается с частотой n_t . Воздух из окружающей среды поступает в компрессор с давлением p_0 и температурой T_0 . Сжатый до давления p_k в компрессоре воздух с температурой T_k после охлаждения

в охладителе наддувочного воздуха (ОН) до температуры $T_{\text{в}}$ подается во впускной трубопровод (ВпТ) двигателя. За охладителем установлена воздушная заслонка (ВЗ). В зоне впускных клапанов на фазе впуска в поток воздуха $G_{\text{в}}$ подается через газовые дозаторы (ГД) цикловая порция газа $G_{\text{г}}$. Давление $p_{\text{г}}$ и температура $T_{\text{г}}$ — параметры отработавших газов на выходе из турбины.

Система автоматического регулирования частоты вращения САРи определяет подачу газа регулирующим воздействием h_k на газовые дозаторы (ГД), а САРВ оказывает на систему воздухооборудования регулирующие воздействия: h_b — на воздушную заслонку и h_t — на турбину (при необходимости).

Функциональная схема регуляторов САУ двигателем приведена на рис. 3. Структура регулятора частоты вращения — классическая для принципа регулирования по отклонению с использованием главной отрицательной обратной связи по частоте вращения (ГООСн). На сравнивающий элемент регулятора (СЭн) поступают сигналы: уставки частоты вращения $n_{до}$ от УУ верхнего уровня (из САУГ) и реальной частоты вращения n_d с датчика (Дн_д). На СЭн определяется отклонение частоты вращения $e_n = n_{до} - n_d$, которое в результате преобразования в Пре_н, по сути, задает время срабатывания τ электромагнитов клапанов (ЭМК) газовых дозаторов. При открытии клапанов цикловая подача газа G_r поступает в цилиндры двигателя. СЭн и Пре_н реализованы в электронном блоке регулятора программно.

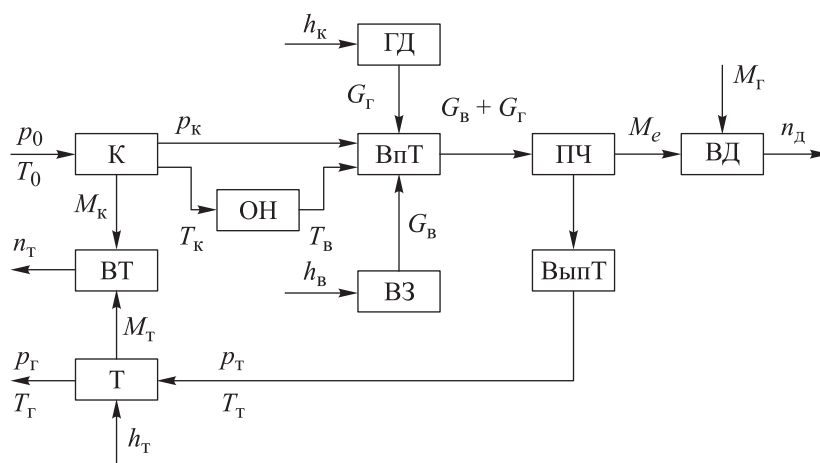


Рис. 2. Функциональная схема газового двигателя

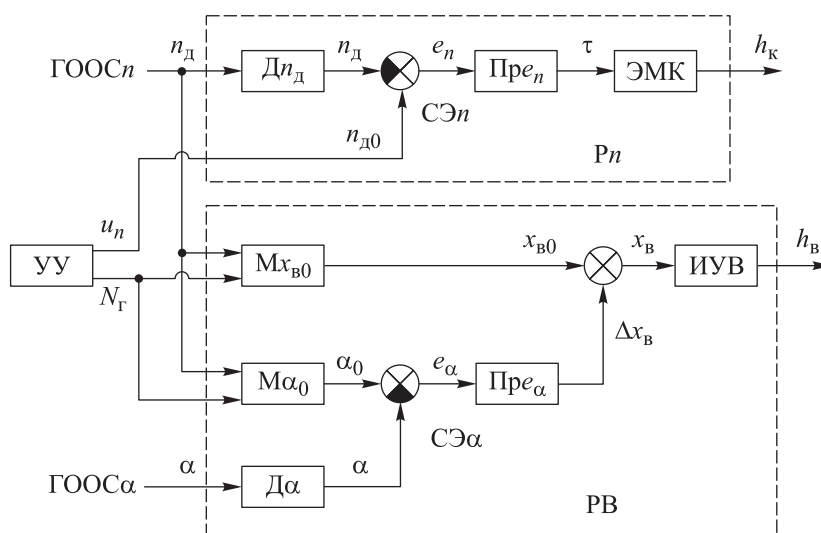


Рис. 3. Функциональная схема регуляторов САУ двигателем

В САУ воздухопоснабжения возможно наличие двух регуляторов, один из которых ограничивает расход воздуха с помощью воздушной заслонки (обязательный канал регулирования), а второй при необходимости интенсифицирует работу турбокомпрессора (наличие этого канала регулирования зависит от характеристик агрегата наддува). Здесь рассмотрен регулятор воздухопоснабжения (PB) с воздействием h_v на воздушную заслонку, его функциональная схема представлена на рис. 3. Как было показано в [12], для сочетания точности регулирования и быстродействия регулятор содержит два канала: разомкнутый и замкнутый. Регулирующие воздействия обоих каналов складываются.

Разомкнутый канал, обеспечивающий быстроту реакции регулятора при изменении режима работы двигателя-генератора, осуществляет программное регулирование без обратной связи. В памяти электронного блока регулятора содержится матрица кодов x_{v0} (Mx_{v0}) положений воздушной заслонки, соответствующих мощности генератора N_r и частоты вращения n_d . При изменении режима работы установки новое значение кода положения воздушной заслонки выбирается из матрицы Mx_{v0} и посылается на выход разомкнутого канала регулятора.

Замкнутый канал, обеспечивающий точную подстройку расхода воздуха под цикловую подачу газа, осуществляет программное регулирование с главной отрицательной обратной связью по коэффициенту избытка воздуха (ГООСа).

Требуемые для данного режима значения коэффициента избытка воздуха α_0 содержатся в виде матрицы ($M\alpha_0$) в памяти электронного блока. В качестве датчика коэффициента избытка воздуха ($Д\alpha$) используется λ -зонд. На сравнивающем элементе замкнутого канала ($СЭ\alpha$) определяется отклонение $e_\alpha = \alpha_0 - \alpha$. В результате преобразования отклонения в $Пре_\alpha$ вычисляется код коррекции положения ВЗ Δx_v . По результирующему коду положения воздушной заслонки $x_v = x_{v0} + \Delta x_v$ PB формирует сигнал напряжения на исполнительное устройство воздушной заслонки (ИУВ). В качестве ИУВ наиболее часто применяют шаговый электродвигатель.

Математическая модель САУ

Разработка математической модели САУ осуществлялась с учетом ее применения при полунатурном моделировании. Поэтому для согласованного взаимодействия компьютерной и натурной частей стенда полунатурного моделирования компьютерная часть должна выполнять расчет установившихся и неуставившихся режимов в масштабе реального времени [13]. При разработке «быстрой» математической модели газового двигателя был использован имеющийся у авторов опыт создания таких моделей дизелей [14].

1. *Двигатель.* Модель комбинированного двигателя содержит уравнения, описывающие динамические свойства составляющих его элементов в соответствии со схемой на рис. 2.

Изменение угловой скорости ω_d вала двигателя

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{1}{I_d}(M_e - M_r),$$

где I_d — момент инерции вала двигатель-генератора; M_e — эффективный момент двигателя; M_r — момент нагрузки от генератора.

Изменение угловой скорости $\omega_{тк}$ вала турбокомпрессора

$$\frac{d\omega_{тк}}{dt} = \frac{1}{I_t}(M_t - M_k),$$

где I_t — момент инерции ротора турбокомпрессора; M_t — момент турбины; M_k — момент компрессора.

Изменение температуры $T_{вп}$ и давления воздуха $p_{вп}$ во впускном трубопроводе

$$\begin{aligned} \frac{dT_{вп}}{dt} &= \frac{RT_{вп}}{cV_{вп}p_{вп}}(\sum(q_i - T_{вп}c\dot{m}_i) - q_{ст}); \\ \frac{dp_{вп}}{dt} &= \frac{p_{вп}}{T_{вп}} \frac{dT_{вп}}{dt} + \frac{RT_{вп}}{V_{вп}} \sum \dot{m}_i, \end{aligned}$$

где R — газовая постоянная воздуха; $V_{вп}$ — объем впускного трубопровода; q_i — тепловой поток компонента воздушной смеси; c — теплоемкость; $\dot{m}_i$ — массовый расход компонента воздушной смеси; $q_{ст}$ — удельные тепловые потери через стенки трубопровода.

В модели компрессора осуществляется расчет энергетического баланса

$$M_k \omega_{тк} = \dot{m}_k \eta_k (h_{01к} - h_{02к}),$$

где $\dot{m}_k$ — массовый расход воздуха через компрессор; η_k — КПД компрессора; $h_{01к}$ — удельная энтальпия на входе компрессора; $h_{02к}$ — удельная энтальпия на выходе компрессора.

Уравнения выпускного трубопровода и турбины:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{вып}}{dt} &= \frac{R_t T_{вып}}{cV_{вып}p_{вып}}(\sum(q_i - T_{вып}c\dot{m}_i) - q_{ст}); \\ \frac{dp_{вып}}{dt} &= \frac{p_{вып}}{T_{вып}} \frac{dT_{вып}}{dt} + \frac{R_t T_{вып}}{V_{вып}} \sum \dot{m}_i; \\ M_t \omega_{тк} &= \dot{m}_t \eta_t (h_{01т} - h_{02т}), \end{aligned}$$

где R_t — газовая постоянная отработавших газов; $V_{вып}$ — объем выпускного трубопровода; q_i — тепловой поток компонента смеси; c —

теплоемкость; $\dot{m}_i$ — массовый расход компонента смеси; $q_{ст}$ — удельные тепловые потери через стенки трубопровода; $\dot{m}_t$ — массовый расход воздуха через турбину; η_t — КПД турбины; $h_{01т}$ — удельная энтальпия на входе турбины; $h_{02т}$ — удельная энтальпия на выходе турбины.

Расход воздуха через заслонку определяется по соотношению

$$\dot{m} = \frac{A_{эфф} p}{\sqrt{RT}} \Psi(\pi_k),$$

где $\dot{m}$ — массовый расход воздуха; $A_{эфф}$ — площадь проходного сечения заслонки; p — давление на входе; T — температура на входе; $\Psi(\pi_k)$ — показатель, характеризующий влияние соотношения давлений π_k :

$$\Psi(\pi_k) = \begin{cases} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{при } \pi_k < \pi_{кр}; \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\pi_k^\gamma - \pi_{кр}^\gamma \right)} & \text{при } \pi_{кр} \leq \pi_k \leq \pi_{огр}; \\ \frac{\pi_k - 1}{\pi_{огр} - 1} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\pi_{огр}^\gamma - \pi_{огр}^\gamma \right)} & \text{при } \pi_{огр} < \pi_k. \end{cases}$$

Здесь γ — показатель адиабаты; $\pi_{кр}$ — соотношение давлений перехода к закритическому режиму течения; $\pi_{огр}$ — ограничение соотношения давлений.

В модели охладителя наддувочного воздуха рассчитывается также температура на выходе:

$$T_{вых} = (1 - \varepsilon)T_{вх} - \varepsilon T_{охл},$$

где ε — показатель эффективности охладителя; $T_{вх}$ — температура воздуха на входе; $T_{охл}$ — средняя температура жидкости в охладителе.

Все необходимые закономерности определяются согласно общим термодинамическим законам, представленным в [15, 16].

2. *Регулятор частоты вращения.* В регуляторе частоты вращения реализован пропорционально-интегральный закон регулирования, определяющий топливоподачу:

$$\tau = k_{п} e_n + k_{и} \int_0^t e_n dt,$$

где τ — время открытия газового дозатора; $k_{п}$ — коэффициент пропорциональной состав-

при изменении параметров двигателя. Влияние способа управления положением воздушной заслонки на коэффициент избытка воздуха и стабильность работы двигателя было исследовано расчетным способом. Привод заслонки осуществлялся шаговым двигателем с возможностью изменения скорости v поворота заслонки.

Выполнено моделирование процессов наброса нагрузки 0–30 %–60 %–90 %–100 % от номинальной мощности генератора N_r с интервалом 20 с при работе электростанции на локальную сеть. Рассмотрены следующие варианты управления положением воздушной заслонки: 1 — установка заслонки в определенное положение в соответствии с нагрузкой генератора; 2 — добавление к 1-му варианту корректирующего воздействия от регулятора, стабилизирующего заданный коэффициент избытка воздуха α . Для стабилизации α использован ПИ-регулятор.

На рис. 5 показаны переходные процессы, происходящие при изменении положения воздушной заслонки φ (график красного цвета, желтым цветом показано управляющее воздействие), коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения n_d при установке заслонки в соответствии с мощностью генератора N_r (вариант 1). На работу двигателя влияет также скорость поворота заслонки v . В процессе моделирования установлено, что при $v < 3$ %/с (100 % управляющего воздействия соответствуют повороту заслонки на 90°) двигатель может заглохнуть. Большие скорости поворота заслонки обеспечивают стабильную работу двигателя, о чем свидетельствуют переходные процессы изменения частоты вращения. При быстром повороте заслонки определяющую роль играет скорость нарастания давления наддува, которая зависит от инерционности турбокомпрессора.

Попытки вводить в закон управления заслонкой корректирующее воздействие по α (вариант 2) не всегда приводят к положительным результатам. Так, при задании в регуляторе коэффициента избытка воздуха уставки $\alpha_0 = 1,6$ двигатель начинает стабильно работать только при скоростях поворота заслонки $v > 5$ %/с. Переходные процессы параметров двигателя показаны на рис. 6. Положение заслонки (график красного цвета) формируется в результате сложения управляющего воздействия по мощности генератора (график желтого цвета) и корректирующего воздействия от ПИ-регулятора α (суммарное управляющее воздействие показано

синим цветом) с учетом скорости поворота заслонки.

Увеличение уставки регулятора коэффициента избытка воздуха до $\alpha_0 = 1,7$ позволяет двигателю при соответствующем подборе коэффициентов ПИ закона регулирования стабильно работать уже при $v = 3$ %/с, переходные процессы параметров двигателя показаны на рис. 7.

Разработанная компьютерная модель адекватно описывает установившиеся режимы работы рассмотренного газового двигателя. Провести верификацию модели на неустановившихся режимах не удалось, поскольку в литературных источниках не содержится информации о переходных процессах таких двигателей. При качественном сопоставлении полученных при моделировании газового двигателя результатов с переходными процессами дизель-генераторов можно заметить их сходное протекание.

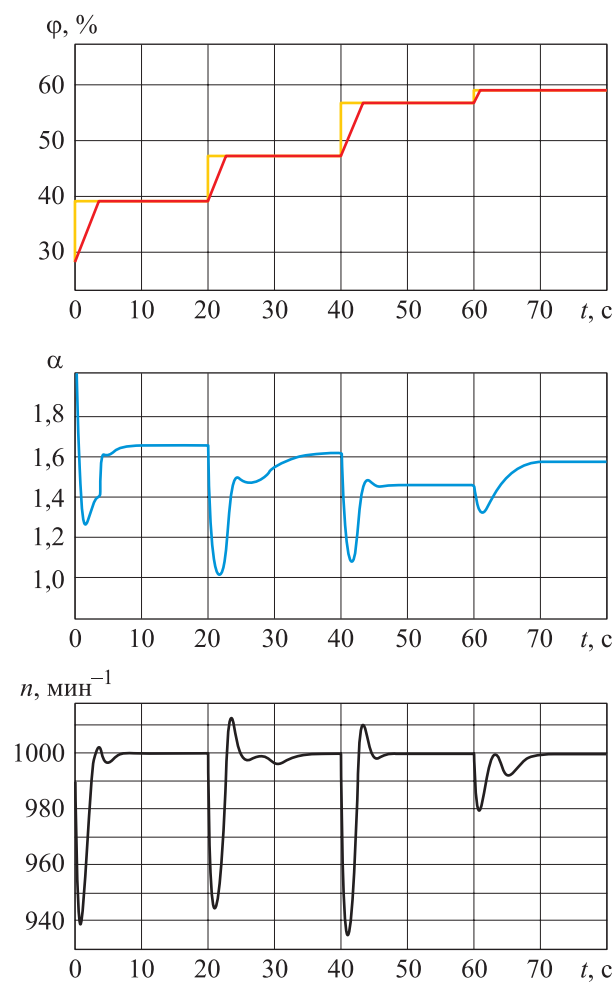


Рис. 5. Переходные процессы параметров двигателя при управлении положением воздушной заслонки по варианту 1

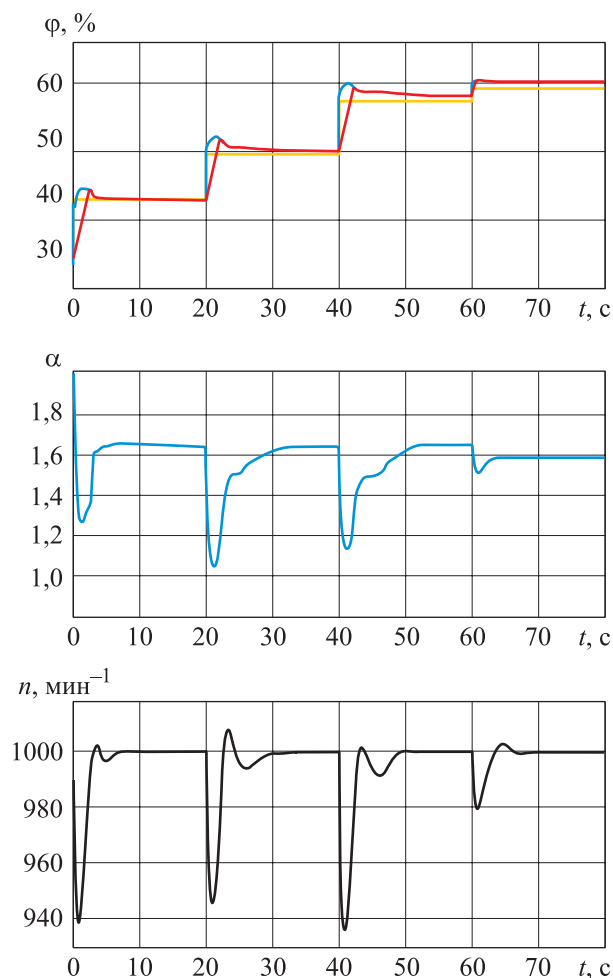


Рис. 6. Переходные процессы параметров двигателя при управлении положением воздушной заслонки по варианту 2 при уставке регулятора $\alpha_0 = 1,6$

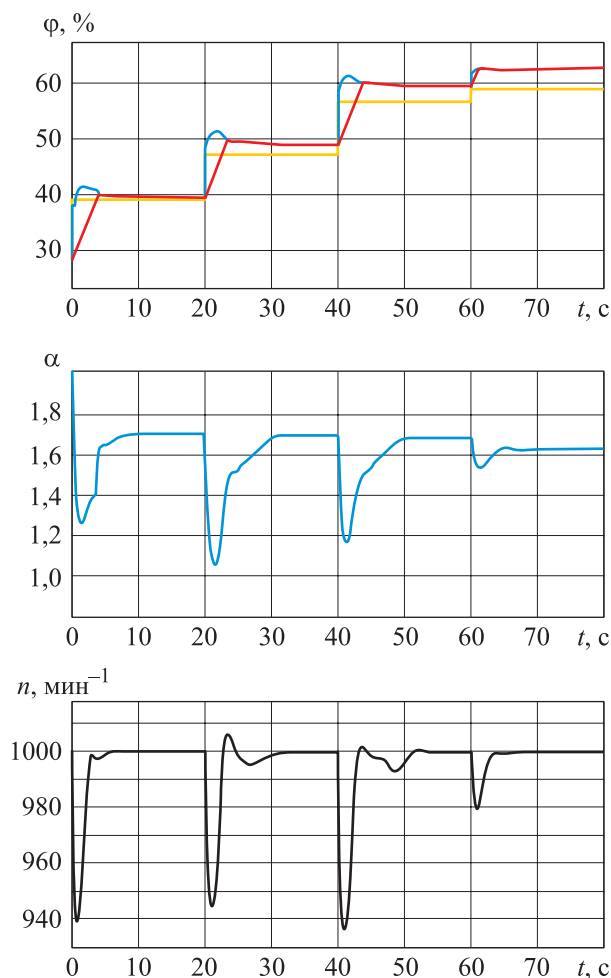


Рис. 7. Переходные процессы параметров двигателя при управлении положением воздушной заслонки по варианту 2 при уставке регулятора $\alpha_0 = 1,7$

Заключение

Разработанные математическая и компьютерная динамические модели газового двигателя позволяют определять параметры системы управления двигателем на этапах расчетного проектирования и полунатурного моделирования, что сокращает временные и материальные затраты на настройку системы при натурных испытаниях.

Конкретный пример реализации динамической модели проведен для двигателя Д49, конвертированного на газовое топливо из дизеля.

В качестве иллюстрации применения разработанной динамической модели газового двигателя исследовано влияние способа управления

положением воздушной заслонки на стабильность работы и качество переходных процессов. Рассмотрены два варианта управления: в соответствии с нагрузкой генератора; с коррекцией положения заслонки регулятором стабилизации коэффициента избытка воздуха.

В результате исследования определена необходимая скорость поворота воздушной заслонки, обеспечивающая стабильную работу двигателя. Показано, что при введении в систему управления заслонкой корректирующего воздействия от регулятора коэффициента избытка воздуха стабильность работы двигателя зависит от уставки α_0 и значений коэффициентов закона регулирования.

Литература

- [1] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н. Оценка экологической и экономической эффективности применения газового топлива для питания дизелей. *Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии*, 2023, № 2, с. 185–189.
- [2] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и направления их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1 (152), с. 142–168. EDN: UWELZA
- [3] Alahaivala A., Kiviluoma J., Leino J., Lehtonen M. System-level value of a gas engine power plant in electricity and reserve production. *Energies*, 2017, vol. 10 (7), art. no. 983. <https://doi.org/10.3390/en10070983>
- [4] Singh R., Sharma S., Narayan S. *Combustion Engines: An Introduction to Their Design, Performance, and Selection. Gasoline Engine Technology. Chapter 2*. 2017, pp. 27–47. <https://doi.org/10.1002/9781119284543.ch2>
- [5] Huonder A., Olsen D. Methane Emission Reduction Technologies for Natural Gas Engines: A Review. *Energies*, 2023, vol. 16, art. no. 7054. <https://doi.org/10.3390/en16207054>
- [6] Газопоршневые электростанции. URL: <https://kolomnadiesel.com/catalog/gazoporshnevye-ehlektrostancii/> (дата обращения 05.06.2025).
- [7] Калининченко В.В., Буров С.В. Газомоторный рынок России: новый этап развития. *Турбины и дизели*, 2020, № 1 (88), с. 50–51. EDN: QXFDRA
- [8] Миляев С.Б. Методика определения фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях при снижении выбросов оксидов азота. *Двигатель-2018. Междунар. науч.-техн. конф., посв. 150-летию факультета «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана*, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, с. 297–305.
- [9] Agarwal A.K., Dhananjay K., Sharma N., Sonawane U. *Engine modeling and simulation. Introduction to engine modeling and simulation*, 2022, pp. 3–6. https://doi.org/10.1007/978-981-16-8618-4_1
- [10] Голубков Л.Н., Душкин П.В., Савастенко А.А., Косенков А.С., Королев П.А. Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой. *Двигателестроение*, 2024, № 3 (297), с. 14–20.
- [11] Денисова Е.В., Черникова М.А. Развитие стендов полунатурного моделирования для исследования систем автоматического управления газотурбинным двигателем. *Современные наукоемкие технологии*, 2019, № 7, с. 122–131. <https://doi.org/10.17513/snt.37600>
- [12] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Петров Е.П. Вопросы управления газовыми двигателями. *Двигателестроение*, 2024, № 1 (295), с. 43–53. EDN: GKLEFC
- [13] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A hybrid end-to-end control strategy combining dueling deep Q-network and PID for transient boost control of a diesel engine with variable geometry turbocharger and cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. no. 3739, pp. 1–15. <https://doi.org/10.3390/en12193739>
- [14] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 76–83. EDN: MQIMIH
- [15] Eriksson L., Nielsen L. *Modeling and control of engines and drivelines*. Chichester, West Sussex, United Kingdom, John Wiley & Sons Ltd., 2014. <https://doi.org/10.1002/9781118536186>
- [16] *Simulink is for model-based design*. URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (accessed June 05, 2025).

References

- [1] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N. Otsenka ekologicheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti primeneniya gazovogo topliva dlya pitaniya dizeley. *Vestnik Belorusskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*, 2023, no. 2, pp. 185–189. (In Russ.).
- [2] Markov V.A. Automatic control and regulation systems of the thermal power plants and approaches to their improvement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1 (152), pp. 142–168. (In Russ.). EDN: UWELZA
- [3] Alahaivala A., Kiviluoma J., Leino J., Lehtonen M. System-level value of a gas engine power plant in electricity and reserve production. *Energies*, 2017, vol. 10 (7), art. no. 983. <https://doi.org/10.3390/en10070983>
- [4] Singh R., Sharma S., Narayan S. *Combustion Engines: An Introduction to Their Design, Performance, and Selection. Gasoline Engine Technology. Chapter 2*. 2017, pp. 27–47. <https://doi.org/10.1002/9781119284543.ch2>

- [5] Huonder A., Olsen D. Methane Emission Reduction Technologies for Natural Gas Engines: A Review. *Energies*, 2023, vol. 16, art. no. 7054. <https://doi.org/10.3390/en16207054>
- [6] *Gazoporshnevyye elektrostantsii* [Gas piston power plants]. Available at: <https://kolomnadiesel.com/catalog/gazoporshnevyye-ehlektrostantsii/> (accessed June 05, 2025).
- [7] Kalinichenko V.V., Burov S.V. Gas engine market in Russia: a new stage of development. *Turbines & Diesels*, 2020, no. 1 (88), pp. 50–51. (In Russ.). EDN: QXFDRA
- [8] Milyaev S.B. Methodology of combustion phasing determination in diesel and gas engines for reduction of nitrogen oxides emissions. *Dvigatel'-2018. Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya, posvyashchennaya 150-letiyu fakul'teta "Energomashinostroyeniye" MGTU im. N.E. Baumana* [Engine-2018. International scientific and technical conference dedicated to the 150th anniversary of the Power Engineering Faculty of Bauman Moscow State Technical University]. Moscow, BMSTU, 2018, pp. 297–305. (In Russ.).
- [9] Agarwal A.K., Dhananjay K., Sharma N., Sonawane U. *Engine modeling and simulation. Introduction to engine modeling and simulation*, 2022, pp. 3–6. https://doi.org/10.1007/978-981-16-8618-4_1
- [10] Golubkov L.N., Dushkin P.V., Savastenko A.A., Kosenkov A.S., Korolev P.A. Development of a highspeed model for testing the control algorithms for a diesel battery fuel system. *Engines Construction*, 2024, no. 3 (297), pp. 14–20. (In Russ.).
- [11] Denisova E.V., Chernikova M.A. Development of semi-durable modeling stands for the research of automatic control systems of a gas-turbine engine. *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii*, 2019, no. 7, pp. 122–131. (In Russ.). <https://doi.org/10.17513/snt.37600>
- [12] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Petrov E.P. On the issues of gas engine control. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 43–52. (In Russ.). EDN: GKLEFC
- [13] Hu B., Li J., Li S., Yang J. A hybrid end-to-end control strategy combining dueling deep Q-network and PID for transient boost control of a diesel engine with variable geometry turbocharger and cooled EGR. *Energies*, 2019, vol. 12, iss. 19, art. no. 3739, pp. 1–15. <https://doi.org/10.3390/en12193739>
- [14] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the dynamic properties of a diesel locomotive when using variable geometry turbine. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 76–83. (In Russ.). EDN: MQIMIH
- [15] Eriksson L., Nielsen L. *Modeling and control of engines and drivelines*. Chichester, West Sussex, United Kingdom, John Wiley & Sons Ltd., 2014. <https://doi.org/10.1002/9781118536186>
- [16] *Simulink is for model-based design*. Available at: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (accessed June 05, 2025).

Материалы получены редакцией 11.11.2025

Сведения об авторах

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

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

Ложкин Никита Сергеевич — главный конструктор НОЦ КБМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: lozhkin.n.s@bmstu.ru

Information about the authors

Kuznetsov Aleksandr Gavriilovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: kuzag@bmstu.ru

Kharitonov Sergey Viktorovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: kharit@bmstu.ru

Lozhkin Nikita Sergeevich — Chief Designer, Scientific and Educational Center for Design and Machine Building, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: lozhkin.n.s@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Ложкин Н.С. Динамическая модель системы автоматического управления газовым двигателем, работающим на генератор. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 58–69.

Citation:

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Lozhkin N.S. Dynamic model of automatic control system of gas engine operating on generator. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 58–69. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Процесс сгорания в дизельном двигателе при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин, А.С. Юрлов

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация

Combustion process in a diesel engine when running on methanol and methyl ester of rapeseed oil

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin, A.S. Yurlov

FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation

В целях сокращения вредных выбросов с отработавшими газами дизельных двигателей в работе обоснована необходимость применения в двигателях альтернативного моторного топлива — спирта и его производных. Проанализированы результаты научно-исследовательских работ по изучению показателей сгорания и тепловыделения в дизельных двигателях, работающих на спиртосодержащих топливах. Изучены вопросы замещения нефтяного моторного топлива спиртом и предельно допустимые концентрации при его замещении с учетом показателей процессов сгорания, тепловыделения и снижения токсичности отработавших газов. Представлены результаты экспериментальных исследований показателей процесса сгорания и тепловыделения дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. По результатам проведенных исследований установлены характеристики давления сгорания, максимальной температуры газов, скорости тепловыделения по углу поворота коленчатого вала и определены их числовые значения на различных нагрузочных и скоростных режимах работы.

Ключевые слова: дизельный двигатель, метанол, метиловый эфир рапсового масла, дизельное топливо, процесс сгорания, индикаторные диаграммы, температура газов, скорость тепловыделения, давление газов, отработавшие газы, сажа, пилотное топливо, номинальный режим двигателя

In order to reduce harmful emissions from diesel engines, the paper substantiates the need to use alternative motor fuels, such as alcohol and its derivatives, in engines. The paper analyzes the results of research on combustion and heat release in diesel engines running on alcohol-based fuels. The analysis of scientific research works on the study of combustion and heat generation in diesel engines running on alcohol-containing fuels is presented. The issues of substitution of petroleum motor fuel with alcohol and the maximum permissible concentrations during its replacement are studied, taking into account the indicators of combustion processes, heat generation and reduction of exhaust gas toxicity. The results of experimental studies of the combustion and heat release parameters of a diesel engine running on methanol and methyl ether of rapeseed oil are presented. Based on the results of the research, the characteristics of the combustion pressure, the maximum temperature of gases, and the rate of heat release were determined by the angle of rotation of the crankshaft and their numerical values were determined for various load and speed modes of operation.

Keywords: diesel engine, methanol, methyl ester of rapeseed oil, diesel fuel, combustion process, indicator diagrams, gas temperature, heat release rate, gas pressure, exhaust gases, soot, pilot fuel, nominal engine mode

Введение

В настоящее время автотракторный парк является серьезным потребителем нефтяного моторного топлива. Вопросы экологической безопасности при его эксплуатации будут всегда актуальными, поскольку требования к отработавшим газам (ОГ) двигателей внутреннего сгорания, нормированию различных выбросов, качеству окружающего нас воздуха становятся все жестче, а машин, потребляющих нефтяное моторное топливо, все больше. При этом окружающий нас воздух должен содержать вредные вещества в не превышающих нормативы концентрациях или вовсе быть чистым для комфортного существования и быта человека [1, 2]. Получается, что, с одной стороны, для развития человеку необходим постоянно растущий и охватывающий все сферы деятельности машинный комплекс, который оснащен силовыми агрегатами, обладающими необходимыми для удовлетворения все увеличивающихся потребностей техническими характеристиками, в том числе агрегатами, работающими за счет энергии сгорания нефтяного топлива. С другой стороны, мы постоянно боремся за качество окружающего нас воздуха и минимизацию вредных выбросов от силовых агрегатов различного уровня [3–5]. Поэтому одним из способов, удовлетворяющих нормативным требованиям по экологической безопасности машинно-тракторного парка, может быть перевод его на альтернативное топливо. В качестве альтернативного топлива для дизельных двигателей (ДД) рассмотрим спирт и его производные совместно с метиловым эфиром растительного масла [6–8].

Постановка вопроса и анализ литературных источников

Известно немало научно-исследовательских работ, посвященных подаче спиртов во впускную систему ДД. Так, еще в Вятской ГСХА были проведены исследования по применению метилового спирта (метанола) в дизеле Д-21А1, где подача метанола во впускной коллектор осуществлялась карбюратором с регулируемым жиклером [9]. Одной из задач исследований было определение предела возможного замещения дизельного топлива (ДТ) метанолом. Анализ показателей процесса сгорания показал, что увеличение количества подаваемого метанола вызывает удлинение периода задержки воспла-

менения и приводит к дальнейшему увеличению скорости нарастания давления. Авторами исследований было установлено, что для сохранения показателей надежности количество подаваемого метанола не должно превышать 30 % расхода ДТ [9].

В работе [10] были исследованы показатели процесса сгорания и токсичности двухтопливного ДД с высоким содержанием метанола в смеси (PR_m). Эксперименты проводились на 6-цилиндровом ДД с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Метанол впрыскивался во впускной коллектор и воспламенялся запальным ДТ, максимальное содержание метанола достигало 70 % общего расхода топлива. Результаты экспериментов показали, что при высоком значении PR_m максимальное давление в цилиндре мало менялось или даже уменьшалось на низких нагрузочных режимах, но заметно возрастало на средних и высоких нагрузках на двигатель. Высокое значение PR_m способствовало росту периода задержки воспламенения, но при этом сокращалась продолжительность сгорания. Выбросы углеводородов, СО, формальдегида значительно увеличивались с ростом PR_m , тогда как суммарные выбросы NO_x и сажи сокращались на 27 и 78 % соответственно. Максимальное значение PR_m ограничивалось давлением в цилиндре при высоких оборотах ДД и нагрузке и составляло около 40 %, при увеличении этого значения наблюдалось заметное повышение скорости нарастания давления [10].

Другие исследователи [11] оценивали показатели процесса сгорания в цилиндре безнаддувного одноцилиндрового ДД, работающего на первичных спиртах (этанол, метанол, н-бутанол) с их подачей во впускной трубопровод. Двигатель функционировал в номинальном режиме (частота вращения вала $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$, среднее эффективное давление $p_e = 0,75 \text{ МПа}$) на ДТ с процентным содержанием спирта 0...40 %. Были исследованы показатели процесса сгорания и характеристики токсичности ОГ. Проведенные стендовые испытания показали, что увеличение доли спирта приводит к росту периода задержки воспламенения, однако при этом уменьшается продолжительность сгорания смеси. Добавление спиртов приводило к снижению максимального давления сгорания и увеличению скорости тепловыделения, увели-

чение доли спирта также способствовало снижению эффективного КПД и повышению жесткости процесса сгорания. После добавления спиртов содержание CH и NO_x увеличивалось, при этом одновременно снижалась концентрация CO и сажи в ОГ. Процент замещения ДТ не превышал 40 %, поскольку при большей доле спирта увеличивалась жесткость рабочего процесса [11].

Ученые из Юго-Восточной Азии проводили исследования ДД с непосредственным впрыскиванием спиртов и запального ДТ. По мнению исследователей [12], данный способ смесеобразования имел ряд несомненных достоинств по сравнению с другими методами, поскольку позволял точно регулировать количество и момент подачи этанола по цилиндрам в зависимости от режима работы двигателя и тем самым уменьшить неполноту сгорания топлива при работе ДД в режиме низкой нагрузки, снизить содержание токсичных компонентов и сажи в ОГ во всех режимах работы [12].

Процент замещения ДТ при раздельной подаче топлив в цилиндр ДД может быть значительно выше, чем при подаче топлива во впускной трубопровод. Однако, несмотря на все преимущества непосредственного впрыскивания спиртов в цилиндр ДД, на данный момент опубликовано не так много работ, посвященных этим исследованиям.

В работе [13] исследовано непосредственное впрыскивание метанола в цилиндр ДД. Результаты показали значительное снижение концентрации сажи и оксидов азота на 60...70 % на всех нагрузочных диапазонах, однако одновременно с этим произошел значительный рост выбросов CO и CH по сравнению с работой на ДТ. В данных исследованиях ДТ и метанол подавались в цилиндр модернизированной форсункой с двумя концентрическими распылителями. Каждое топливо поступало независимо от другого, давление впрыскивания составляло 55 МПа для ДТ и 18 МПа для метанола. Авторы отмечают, что поздняя подача метанола значительно увеличивает период задержки воспламенения (ПЗВ) и способствует сдвигу графика давления газов в цилиндре на индикаторной диаграмме в сторону области расширения газов.

Ряд исследовательских работ посвящен использованию этанола в дизелях с его последующим воспламенением от запальной порции

ДТ [14]. Стендовые испытания проводили на дизеле 1Ч 13,0/14,0, оснащенном двумя системами впрыска топлива типа Common Rail, давление впрыскивания составляло 120 МПа для ДТ и 20 МПа для этанола соответственно. ДД работал на номинальном режиме при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, среднее эффективное давление изменялось от 0,2 до 0,8 МПа, цикловая подача этанола составляла 0...71 % общего расхода топлива. В результате проведения стендовых испытаний авторы также делают вывод, что увеличение процентного содержания этанола вызывает увеличение ПЗВ, что особенно заметно при работе ДД на малых нагрузках. Увеличение содержания этанола привело к снижению эффективного КПД, наибольшему при низких значениях среднего эффективного давления. С увеличением процента замещения ДТ этанолом концентрация сажи и оксидов азота снижалась на 60...70 % во всех нагрузочных диапазонах, однако одновременно с этим значительно росли выбросы CO и CH .

Работы по созданию двухтопливного ДД ведутся и в Вятском ГАТУ. Выполнены стендовые испытания дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на спиртах (в частности, на метаноле) с воспламенением от запальной (пилотной) порции ДТ или от запальной порции метилового эфира рапсового масла (МЭРМ). В результате стендовых испытаний было выяснено, что увеличение цикловой подачи спирта вызывает увеличение ПЗВ, особенно это заметно при работе ДД в режиме малых и средних нагрузок. Увеличение содержания спирта приводит также к снижению эффективного КПД, максимальному при низких значениях среднего эффективного давления [15, 16].

Анализ перечисленных работ, посвященных использованию спиртовых топлив в ДД, показывает, что процент замещения ДТ при использовании раздельной системы топливоподачи и воспламенении спиртов от запальной (пилотной) порции ДТ может быть высоким, в ряде работ его значение доходит до 80...90 %. Применение спиртов позволяет решить проблему токсичности ОГ ДД — значительно снизить концентрацию сажи и оксидов азота в ОГ, но одновременно с этим при растущем проценте замещения ДТ возникает проблема увеличения концентрации CO и CH в ОГ.

Цель работы — экспериментальное исследование показателей процесса сгорания и тепло-

выделения в ДД, работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла, установление характеристик обозначенных процессов в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) при различных нагрузочных и скоростных режимах работы с определением их числовых значений.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Основные результаты исследований показателей процесса сгорания в ДД, работающем на метаноле и МЭРМ в качестве пилотного топлива, представлены на рис. 1–6.

На рис. 1 изображены индикаторные диаграммы ДД, полученные при изменении нагрузки на номинальном скоростном режиме.

При сравнении кривых на диаграммах (см. рис. 1) хорошо видно, что увеличение нагрузки приводит к увеличению максимального давления газов в цилиндре p_z и к некоторому сдвигу характеристики всего процесса сгорания вправо за линию ВМТ. Так, при работе на ДТ (рис. 1, а) p_z при минимальной нагрузке ($p_e = 0,115$ МПа) составляет 5,08 МПа, при средней ($p_e = 0,346$ МПа) — 6,09 МПа, при номинальной ($p_e = 0,588$ МПа) — 7,21 МПа, при максимальной ($p_e = 0,692$ МПа) — 7,49 МПа.

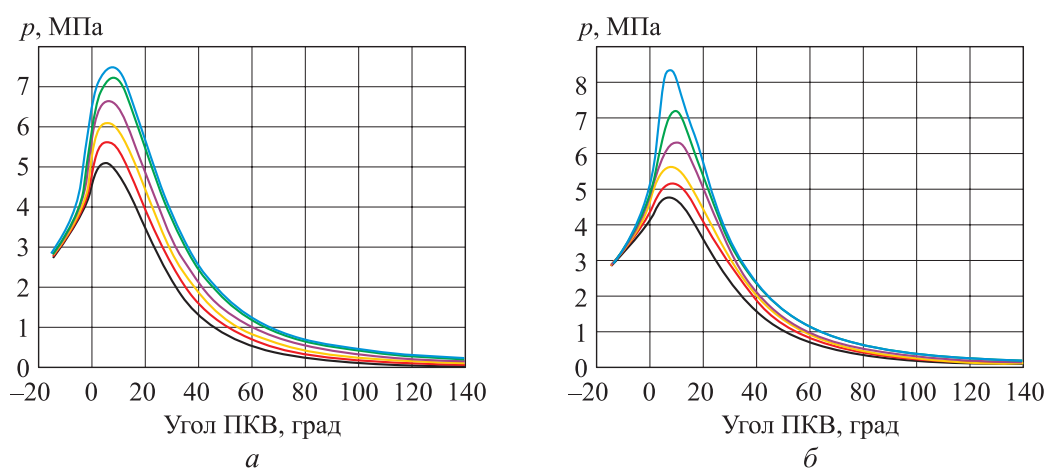


Рис. 1. Индикаторные диаграммы ДД при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и различных значениях p_e (— 0,115 МПа; — 0,231 МПа; — 0,346 МПа; — 0,462 МПа; — 0,588 МПа; — 0,692 МПа): а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

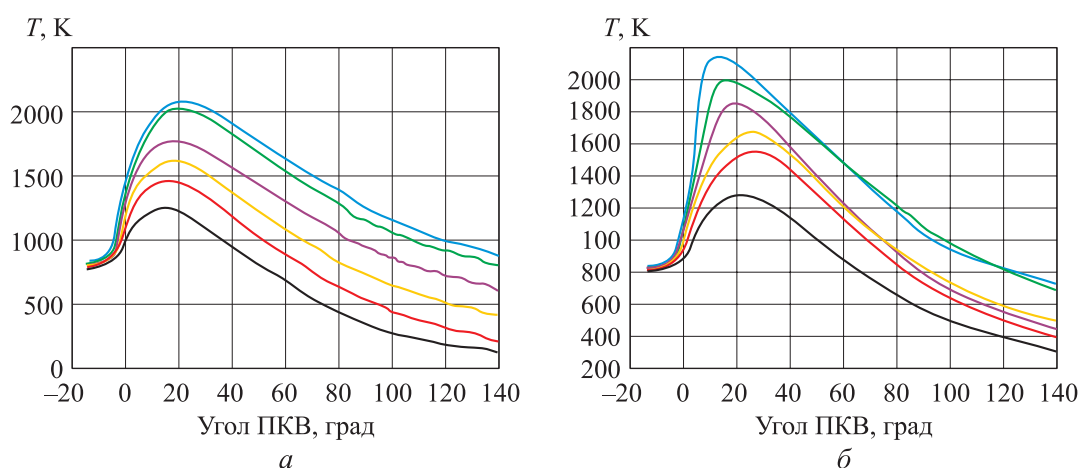


Рис. 2. Максимальная температура газов в цилиндре ДД в зависимости от угла ПКВ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и различных значениях p_e (— 0,115 МПа; — 0,231 МПа; — 0,346 МПа; — 0,462 МПа; — 0,588 МПа; — 0,692 МПа): а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

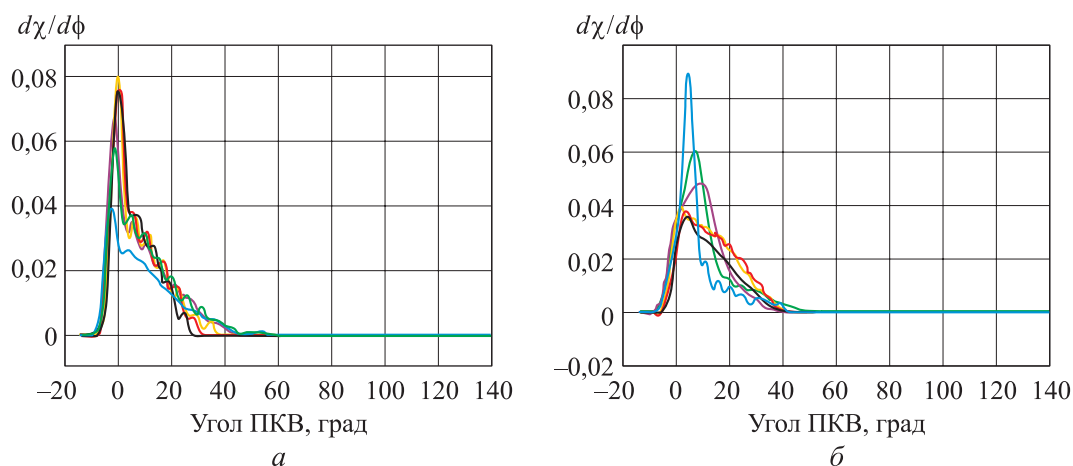


Рис. 3. Скорость тепловыделения в цилиндре ДД при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и различных значениях p_e (— $0,115 \text{ МПа}$; — $0,231 \text{ МПа}$; — $0,346 \text{ МПа}$; — $0,462 \text{ МПа}$; — $0,588 \text{ МПа}$; — $0,692 \text{ МПа}$):
а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

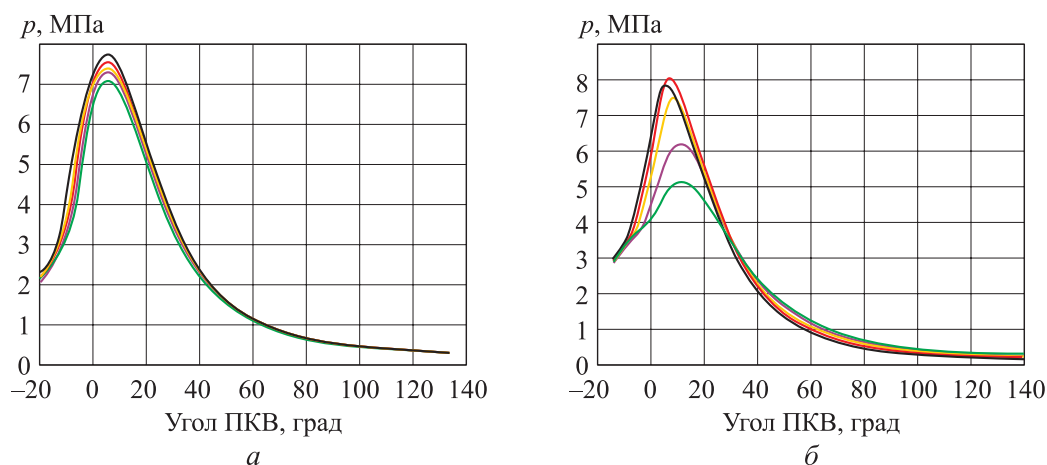


Рис. 4. Давление газов в цилиндре ДД при различных значениях n (— 1200 мин^{-1} ; — 1400 мин^{-1} ; — 1600 мин^{-1} ; — 1800 мин^{-1} ; — 2000 мин^{-1}):
а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

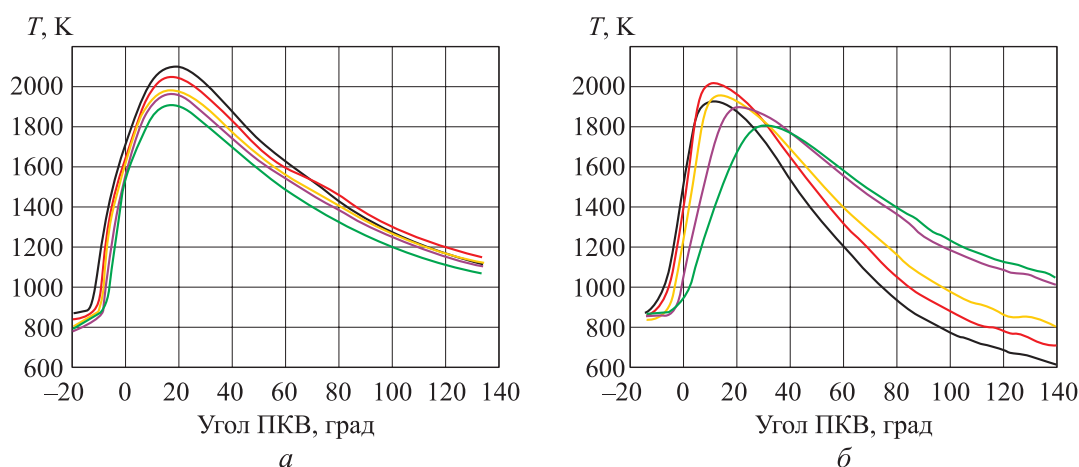


Рис. 5. Максимальная осредненная температура газов в цилиндре ДД при различных значениях n (— 1200 мин^{-1} ; — 1400 мин^{-1} ; — 1600 мин^{-1} ; — 1800 мин^{-1} ; — 2000 мин^{-1}):
а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

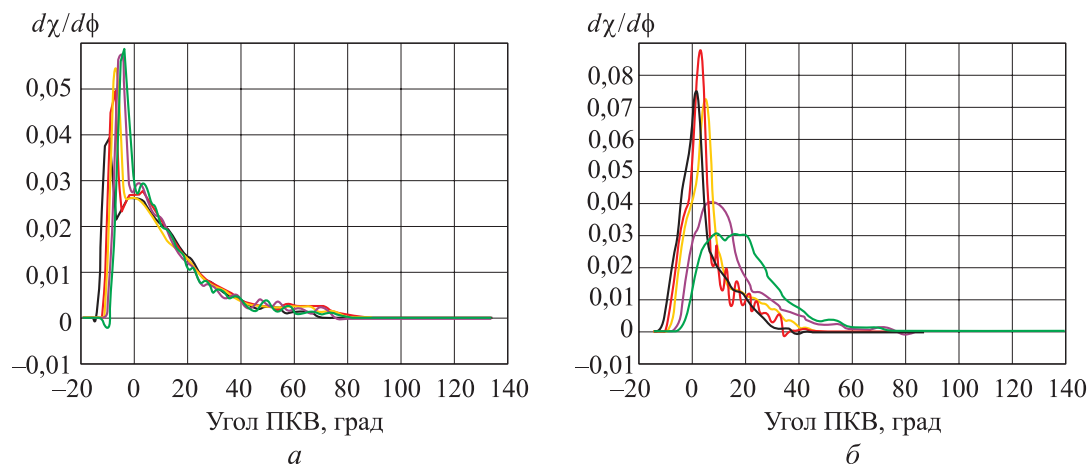


Рис. 6. Показатели процесса сгорания в цилиндре ДД при различных значениях n (— 1200 мин⁻¹; — 1400 мин⁻¹; — 1600 мин⁻¹; — 1800 мин⁻¹; — 2000 мин⁻¹):
а — ДТ; б — метанол и МЭРМ

При этом углы, соответствующие обозначенным значениям p_z , соответственно равны 4,9°, 7,1°, 7,1° и 7,8° ПКВ от ВМТ. При работе на метаноле и МЭРМ (рис. 1, б) p_z при минимальной нагрузке составляет 4,75 МПа (снижается на 6,5 % по сравнению с дизельным процессом), при средней — 5,61 МПа (снижается на 7,9 %), при номинальной — 7,18 МПа (снижается на 0,4 %), при максимальной — 8,35 МПа (увеличивается на 10,3 %). При этом углы, также соответствующие исследуемым значениям p_z , возрастают и соответственно равны 7,6°; 8,4°; 10,3° и 8,1° ПКВ от ВМТ.

На рис. 2 представлена максимальная осредненная температура газов в цилиндре ДД в зависимости от угла ПКВ на номинальном режиме.

Анализируя по аналогии с p_z кривые, представленные на рис. 2, можно заметить, что при увеличении нагрузки максимальная осредненная температура газов в цилиндре $T_{\max}$ растет, а график процесса сгорания при этом несколько сдвигается вправо за линию ВМТ. Так, при работе на ДТ (рис. 2, а) $T_{\max}$ при минимальной нагрузке составляет 1247 К, при средней — 1625 К, при номинальной — 1998 К, а при максимальной — 2091 К. При этом углы, соответствующие этим значениям $T_{\max}$, соответственно равны 15,2°, 18,7°, 21,1° и 20,9° ПКВ от ВМТ. При работе на метаноле и МЭРМ (рис. 2, б) $T_{\max}$ при минимальной нагрузке составляет 1282 К (увеличивается на 2,7 % по сравнению с дизельным процессом), при средней — 1674 К (увеличивается на 2,9 %), при номинальной — 2003 К (увеличивается

на 0,3 %), при максимальной — 2150 К (увеличивается на 2,7 %). Углы, при этих значениях $T_{\max}$, соответственно будут равны 20,0°, 24,0°, 18,0° и 16,5° ПКВ от ВМТ.

На рис. 3 представлены кривые скорости тепловыделения в цилиндре ДД на номинальном скоростном режиме.

Рассматривая представленные на рис. 3 графические зависимости, можно заметить, что на данном режиме в цилиндре ДД изменяется скорость тепловыделения $d\chi/d\phi$, а ее максимумы $d\chi/d\phi_{\max}$ при этом имеют сложные зависимости от нагрузки по отношению к ВМТ. Так, при работе на ДТ (рис. 3, а) $d\chi/d\phi_{\max}$ при минимальной нагрузке составляет 0,077, при средней — 0,081, при номинальной — 0,057, при максимальной — 0,039. Углы при этих значениях $d\chi/d\phi_{\max}$ соответственно равны 0,4°, 0,1° ПКВ после ВМТ, 1,7° ПКВ до ВМТ и 2,4° ПКВ после ВМТ.

При работе на метаноле и МЭРМ (рис. 3, б) $d\chi/d\phi_{\max}$ при минимальной нагрузке составляет 0,036 (снижается на 53,3 % по сравнению с дизельным процессом), при средней — 0,039 (снижается на 51,9 %), при номинальной — 0,060 (увеличивается на 5,0 %), при максимальной — 0,093 (увеличивается на 58,1 %). Углы при этих значениях $d\chi/d\phi_{\max}$ соответственно равны 3,7°, 1,2°, 7,1°, 4,4° ПКВ от ВМТ.

На рис. 4 изображено изменение давления газов в цилиндре ДД.

Сравнивая кривые на графиках (см. рис. 4), можно заметить, что во всем диапазоне исследуемых частот вращения максимальное давление

газов в цилиндре p_z изменяется, а график всего процесса сгорания ровно, как и на индикаторных диаграммах, несколько сдвигается вправо за линию ВМТ. Так, при работе на ДТ (рис. 4, а) при минимальной частоте ($n = 1200 \text{ мин}^{-1}$) p_z составляет 5,08 МПа, при частоте максимального крутящего момента ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$) $p_{z \text{ max}} = 6,09 \text{ МПа}$, при номинальной частоте ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) $p_{z \text{ max}} = 7,21 \text{ МПа}$, при максимальной частоте ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) $p_{z \text{ max}} = 7,49 \text{ МПа}$, а углы ПКВ при этих значениях $p_{z \text{ max}}$ соответственно равны $4,9^\circ$, $7,1^\circ$, $7,1^\circ$, $7,8^\circ$ ПКВ после ВМТ. При работе на метаноле и МЭРМ (рис. 4, б) при минимальной частоте $p_{z \text{ max}} = 4,75 \text{ МПа}$ (снижается на 6,5% по сравнению с дизельным процессом), при частоте максимального крутящего момента $p_{z \text{ max}} = 5,61 \text{ МПа}$ (снижается на 7,9%).

При номинальной частоте $p_{z \text{ max}} = 7,18 \text{ МПа}$, (снижение в сравнении с дизельным процессом составляет 0,4%), при максимальной частоте $p_{z \text{ max}} = 8,35 \text{ МПа}$ (увеличивается на 11,5% по сравнению с дизельным процессом), углы ПКВ при этих значениях $p_{z \text{ max}}$ соответственно равны $7,6^\circ$, $8,4^\circ$, $10,3^\circ$, $8,1^\circ$ ПКВ после ВМТ.

На рис. 5 представлено изменение максимальной осредненной температуры газов в цилиндре ДД в зависимости от частоты вращения при работе на ДТ и метаноле с МЭРМ.

Сравнивая кривые (см. рис. 5), можно заметить, что при работе ДД по скоростной характеристике увеличение частоты вращения приводит к уменьшению максимальной осредненной температуры газов в цилиндре T_{max} . Так, при работе на ДТ (рис. 5, а) при минимальной частоте ($n = 1200 \text{ мин}^{-1}$) $T_{\text{max}} = 1246,5 \text{ МПа}$, при частоте максимального крутящего момента ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$) $T_{\text{max}} = 1624,8 \text{ К}$, при номинальной частоте ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) $T_{\text{max}} = 1997,8 \text{ К}$, при максимальной частоте ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) $T_{\text{max}} = 2091,0 \text{ К}$, углы при этих значениях T_{max} соответственно равны $15,2^\circ$, $18,7^\circ$, $21,1^\circ$, $20,9^\circ$ ПКВ после ВМТ.

При работе на метаноле и МЭРМ (рис. 5, б) при минимальной частоте $T_{\text{max}} = 1282,1 \text{ К}$ (снижается на 6,5% по сравнению с дизельным процессом), при частоте максимального крутящего момента $T_{\text{max}} = 1673,9 \text{ К}$ (снижается на 7,9%), при номинальной частоте $T_{\text{max}} = 2002,8 \text{ К}$ (сни-

жается на 0,4%), при максимальной частоте $T_{\text{max}} = 2150,1 \text{ К}$ (увеличивается на 11,5 %), углы при этих значениях T_{max} соответственно равны $7,6^\circ$, $8,4^\circ$, $10,3^\circ$, $8,1^\circ$ ПКВ от ВМТ.

На рис. 6 представлены показатели процесса сгорания в цилиндре ДД.

Сравнивая графики (см. рис. 6), также можно заметить, что при работе ДД на метаноле и МЭРМ происходит изменение $d\chi/d\varphi_{\text{max}}$ на частотах вращения $1200...1400 \text{ мин}^{-1}$ в сторону увеличения, а на частотах вращения $1800...2000 \text{ мин}^{-1}$ $d\chi/d\varphi_{\text{max}}$ ниже показателей дизельного процесса. Характер изменения углов, соответствующих $d\chi/d\varphi_{\text{max}}$, на разных частотах вращения при работе на метаноле и МЭРМ носит сложный характер. Так, при работе на ДТ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,039$ (рис. 6, а), а при работе на метаноле и МЭРМ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,075$ (рис. 6, б). На частоте максимального крутящего момента при работе на ДТ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,049$, на метаноле и МЭРМ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,087$. На номинальной частоте вращения при работе на ДТ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,057$, на метаноле и МЭРМ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,041$. При $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,058$, на метаноле и МЭРМ $d\chi/d\varphi_{\text{max}} = 0,030$. При работе на ДТ углы, отвечающие $d\chi/d\varphi_{\text{max}}$, соответственно равны $9,0^\circ$, $7,9^\circ$, $6,4^\circ$ и $5,1^\circ$ ПКВ до ВМТ. При работе на метаноле и МЭРМ углы, отвечающие $d\chi/d\varphi_{\text{max}}$, соответственно также равны $1,9^\circ$, $2,5^\circ$, $7,1^\circ$ и $7,3^\circ$ ПКВ после ВМТ.

Заключение

В результате проведенных экспериментальных исследований показателей процесса сгорания и тепловыделения в ДД, работающем на метаноле и МЭРМ, получены следующие результаты (номинальный режим):

- максимальное давление газов в цилиндре p_z снижается на 0,4 % и составляет 7,18 МПа (при работе на ДТ — 7,21 МПа);

- максимальная осредненная температура газов в цилиндре T_{max} увеличивается на 0,3 % и составляет 2003 К (при работе на ДТ — 1998 К);

- скорость тепловыделения $d\chi/d\varphi$ увеличивается на 5,0 % и составляет 0,060 (при работе на ДТ — 0,057).

Литература

- [1] Kęska A. The actual toxicity of engine exhaust gases emitted from vehicles: the development and perspectives of biological and chemical measurement methods. *ACS Omega*, 2023, vol. 8, no. 28, pp. 24718–24726. <https://doi.org/10.1021/acsomega.3c02171>
- [2] Rymaniak Ł., Ziętara B., Szymlet N., Kołodziejek D. Use of toxicity indexes in reference to carbon dioxide for a vehicle equipped with a two-stroke engine without an exhaust aftertreatment system. *Journal of Ecological Engineering*, 2023, vol. 24, no. 4, pp. 228–236. <https://doi.org/10.12911/22998993/159721>
- [3] Ayad I., Selim M.Y.E., Ghannam M.T. Combustion and engine roughness of water – jojoba biodiesel emulsions in diesel engine. *Energy Conversion and Management X*, 2025, vol. 25, art. no. 100881. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.100881>
- [4] Dhairiyasamy R., Dixit S., Varshney D., Gabiriel D. Renewable syngas and biodiesel dual fuel applications for enhanced engine performance and emission control. *Industrial Crops and Products*, 2025, vol. 225, art. no. 120509. <https://doi.org/10.1016/j.indcrop.2025.120509>
- [5] Гордин М.В., Марков В.А., Шленов М.И., Юй Ч., Чжао Ц., Хан Д. Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 72–102.
- [6] Liu D., Li L., Li G., Zhan X., Gao G., Chen H., Wang T., Gu F. Vibration characteristics of a compression ignition engine fuelled with different biodiesel-diesel blends. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26, no. 9, pp. 1350–1364. <https://doi.org/10.1177/14680874251314215>
- [7] Huang F., Wang Y., Wan M., Lei J. Insights into the potential of EGR for reducing unregulated emissions and enhancing the performance of methanol-diesel RCCI engines at different altitudes. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26. <https://doi.org/10.1177/14680874251329564>
- [8] Sudarshan G., Preetika R., Krishnasamy A., Basavaraja M.G., Indrapal S.A. Preparation and utilization of biodiesel-water emulsions in compression ignition engines – a critical review. *Fuel*, 2025, vol. 394, art. no. 135124. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2025.135124>
- [9] Лиханов В.А., Сайкин А.М. *Снижение токсичности автотракторных дизелей*. Москва, Колос, 1994, 224 с.
- [10] Lijiang W., Chunde Y., Quangang W., Wang P., Guopeng H. Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel. *Fuel*, 2015, vol. 140, pp. 156–163. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.070>
- [11] Ning L., Duan Q., Zhanming C., Kou H. et al. A comparative study on the combustion and emissions of a non-road common rail diesel engine fueled with primary alcohol fuels (methanol, ethanol, and n-butanol)/diesel dual fuel. *Fuel*, 2020, vol. 266, art. 117034. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117034>
- [12] Sudan Reddy Dandu M., Nanthagopal K. Tribological aspects of biofuels — a review. *Fuel*, 2019, vol. 258 (7), art. no. 116066. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116066>
- [13] Fang X.Z., Liu X.J., Jin W.H. et al. A study on a DI compression ignition engine with diesel-methanol injection by dual injection systems. *Trans. CSICE*, 2003, vol. 21, pp. 411–414.
- [14] Lee J., Lee S., Lee S. Experimental investigation on the performance and emissions characteristics of ethanol/diesel dual-fuel combustion. *Fuel*, 2018, vol. 220, pp. 72–79. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.002>
- [15] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н., Юрлов А.С. Эффективные показатели дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 61–71.
- [16] Лиханов В.А., Лопатин О.П. *Исследование рабочего процесса дизеля на спиртосодержащем топливе*. Киров, Вятский ГАТУ, 2024, 205 с.

References

- [1] Kęska A. The actual toxicity of engine exhaust gases emitted from vehicles: the development and perspectives of biological and chemical measurement methods. *ACS Omega*, 2023, vol. 8, no. 28, pp. 24718–24726. <https://doi.org/10.1021/acsomega.3c02171>
- [2] Rymaniak Ł., Ziętara B., Szymlet N., Kołodziejek D. Use of toxicity indexes in reference to carbon dioxide for a vehicle equipped with a two-stroke engine without an exhaust aftertreatment system. *Journal of Ecological Engineering*, 2023, vol. 24, no. 4, pp. 228–236. <https://doi.org/10.12911/22998993/159721>
- [3] Ayad I., Selim M.Y.E., Ghannam M.T. Combustion and engine roughness of water – jojoba biodiesel emulsions in diesel engine. *Energy Conversion and Management X*, 2025, vol. 25, art. no. 100881. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.100881>

- [4] Dhairiyasamy R., Dixit S., Varshney D., Gabiriel D. Renewable syngas and biodiesel dual fuel applications for enhanced engine performance and emission control. *Industrial Crops and Products*, 2025, vol. 225, art. no. 120509. <https://doi.org/10.1016/j.indcrop.2025.120509>
- [5] Gordin M.V., Markov V.A., Shlenov M.I., Yu Ch., Zhao Ts., Han D. The effect of hydrogen additives on the parameters of an ammonia-powered engine. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 72–102. (In Russ.).
- [6] Liu D., Li L., Li G., Zhan X., Gao G., Chen H., Wang T., Gu F. Vibration characteristics of a compression ignition engine fuelled with different biodiesel-diesel blends. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26, no. 9, pp. 1350–1364. <https://doi.org/10.1177/14680874251314215>
- [7] Huang F., Wang Y., Wan M., Lei J. Insights into the potential of EGR for reducing unregulated emissions and enhancing the performance of methanol-diesel RCCI engines at different altitudes. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26. <https://doi.org/10.1177/14680874251329564>
- [8] Sudarshan G., Preetika R., Krishnasamy A., Basavaraja M.G., Indrapal S.A. Preparation and utilization of biodiesel-water emulsions in compression ignition engines — a critical review. *Fuel*, 2025, vol. 394, art. no. 135124. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2025.135124>
- [9] Likhanov V.A., Saykin A.M. *Snizheniye toksichnosti avtotraktornykh dizeley* [Reducing the toxicity of tractor diesels]. Moscow, Kolos Publ., 1994, 224 p. (In Russ.).
- [10] Lijiang W., Chunde Y., Quangang W., Wang P., Guopeng H. Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel. *Fuel*, 2015, vol. 140, pp. 156–163. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.070>
- [11] Ning L., Duan Q., Zhanming C., Kou H. et al. A comparative study on the combustion and emissions of a non-road common rail diesel engine fueled with primary alcohol fuels (methanol, ethanol, and n-butanol)/diesel dual fuel. *Fuel*, 2020, vol. 266, art. 117034. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117034>
- [12] Sudan Reddy Dandu M., Nanthagopal K. Tribological aspects of biofuels — a review. *Fuel*, 2019, vol. 258 (7), art. no. 116066. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116066>
- [13] Fang X.Z., Liu X.J., Jin W.H. et al. A study on a DI compression ignition engine with diesel-methanol injection by dual injection systems. *Trans. CSICE*, 2003, vol. 21, pp. 411–414.
- [14] Lee J., Lee S., Lee S. Experimental investigation on the performance and emissions characteristics of ethanol/diesel dual-fuel combustion. *Fuel*, 2018, vol. 220, pp. 72–79. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.02.002>
- [15] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N., Yurlov A.S. Effective performance of a diesel engine running on methanol and methyl ether of rapeseed oil. *Engines Construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 61–71. (In Russ.).
- [16] Likhanov V.A., Lopatin O.P. *Issledovaniye rabocheho protsessa dizelya na spirtosoderzhashchem toplive* [Investigation of the working process of a diesel engine with alcohol-containing fuel]. Kirov, Vyatka SATU Publ., 2024, 205 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 02.02.2026

Сведения об авторах

Лиханов Виталий Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Лопатин Олег Петрович — доктор технических наук, профессор кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Юрлов Анатолий Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: amadeus_92@mail.ru

Information about the authors

Likhanov Vitaly Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Lopatin Oleg Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Yurlov Anatoly Sergeyevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation. E-mail: amadeus_92@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С. Процесс сгорания в дизельном двигателе при работе метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 70–79.

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. The combustion process in a diesel engine using methanol and methyl ether of rapeseed oil. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 70–79. (In Russ.).

УДК 621.436+665.11

Кунжутное масло как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу

В.А. Марков, Е.Ф. Поздняков, А.В. Болдырев, Л.И. Быковская

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

Sesame oil as an environmental additive to petroleum diesel fuel

V.A. Markov, E.F. Pozdnyakov, A.V. Boldyrev, L.I. Bykovskaya

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russian Federation

Рассмотрена возможность использования кунжутного масла в качестве экологической добавки к нефтяному дизельному топливу. Проанализированы состав и физико-химические свойства нефтяного дизельного топлива, кунжутного масла и их смесей. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель без наддува типа Д-243 (4Ч 11/12,5) производства Минского моторного завода, входящий в состав дизель-генераторной установки, вырабатывающей переменный электрический ток. Двигатель испытан в режимах регуляторной характеристики, формируемой при частоте вращения 1500 мин^{-1} . Исследования проведены на нагрузочных режимах с мощностью двигателя, равной 0, 12, 24 и 36 кВт, на нефтяном дизельном топливе и при добавлении в него 10, 20 и 30 % кунжутного масла. Разработана методика оптимизации указанной добавки, базирующаяся на расчете обобщенного критерия оптимальности в виде суммы частных критериев — относительных значений условного удельного эффективного расхода топлива, дымности отработавших газов и концентраций в них оксидов азота. Расчеты, проведенные для режима максимальной мощности, показали, что оптимальным является смесевое топливо, содержащее 70 % нефтяного дизельного топлива и 30 % кунжутного масла. При переводе двигателя на указанную смесь условный удельный эффективный расход топлива снизился на 0,9 %, дымность отработавших газов уменьшилась в 1,67 раза, концентрация в них оксидов азота возросла на 6,9 %.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, кунжутное масло, экологическая добавка, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

The possibility of using sesame oil as an environmental additive to petroleum diesel fuel has been considered. The composition and physical and chemical properties of petroleum diesel fuel, sesame oil, and their mixtures have been analyzed. The object of the study is a naturally aspirated diesel engine of the D-243 type (4 Ch 11/12.5) manufactured by the Minsk Motor Plant, which operates as part of a diesel-generator set that generates alternating current. The engine was tested under the modes of the regulatory characteristic formed at the rotational speed equal to 1500 min^{-1} . The studies were carried out under the load modes with the engine power equal to 0, 12, 24 and 36 kW, on oil diesel fuel and when adding 10, 20 and 30 % of sesame oil to it. A method for optimizing this additive has been developed based on the calculation of a generalized optimality criterion in the form of a sum of partial criteria, which are the relative values of the conditional specific effective fuel consumption, exhaust gas smoke, and nitrogen oxide concentrations. Calculations performed for the maximum power mode showed that the optimal fuel mixture contains 70 % petroleum diesel fuel and 30 % sesame oil. When the engine was switched to this mixture, the conditional specific effective fuel consumption decreased by 0.9 %, the exhaust smoke density decreased by 1.67 times, and the concentration of nitrogen oxides increased by 6.9 %.

Keywords: internal combustion engines, diesel engine, petroleum diesel fuel, sesame oil, environmental additive, fuel efficiency, exhaust gas toxicity

Введение

Одна из острейших проблем современного двигателестроения — необходимость кардинального снижения выбросов в атмосферу токсичных веществ с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [1–4]. Для решения этой проблемы предложено использовать в ДВС экологически чистые альтернативные топлива [5–8]. К ним, в первую очередь, относятся топлива растительного происхождения — биотоплива, получаемые из биомассы и другого сырья растительного происхождения. Наиболее вероятными биотопливами для дизельных двигателей представляются растительные масла и топлива, получаемые на их основе [9–15].

В 2024 г. по данным Минсельхоза Российской Федерации производство растительных масел в России достигло 10,4 млн т, что на 6,9 % больше, чем в предыдущем году [16]. При этом в России наиболее распространенными растительными маслами являются подсолнечное и соевое: в 2024 г. было произведено 8 млн т подсолнечного масла (годовой прирост — 11,7 %) и порядка 1,1 млн т соевого масла (годовой прирост — 9,6 %). Но при этом расширяется производство и других растительных масел. Одним из значимых видов растительных масел является кунжутное (сезамовое) масло — в 2024 г. объем его производства в России составил около 192,6 т [17].

Кунжут — это род однолетних или многолетних травянистых растений семейства педалиевых (*Pedaliaceae*). Различные виды кунжута встречаются в основном в Африке. Один вид этого растения — кунжут индийский (*Sesamum indicum*) — в диком состоянии неизвестен. Он широко культивируется во многих субтропических и тропических регионах мира. Из его перетертых семян изготавливают кунжутную пасту (тахини), тахинную массу, халву и начинки для конфет. Прессованием семян получают кунжутное масло, оставшийся жмых также идет в пищу или на корм сельскохозяйственным животным. В целом виде семена кунжута употребляются как посыпка для хлебобулочных изделий и для производства козинаков. Семена кунжута бывают как белыми, так и черными (*Sesamum radiatum*).

Основными регионами посевов кунжута являются среднеазиатские республики, Закавказье, Краснодарский край и некоторые районы Украины. Его преимущество — возможность

выращивания в засушливых регионах с количеством годовых осадков до 400 мм. При этом урожайность семян кунжута составляет 5...6 ц/га. Опыт выращивания кунжута в более благоприятных условиях (например, в Краснодарском крае) позволяет получить рекордную урожайность семян этой масличной культуры, достигающую 21 ц/га, что соизмеримо с урожайностью семян подсолнечника или даже превышает ее [18]. Еще одно преимущество этой сельскохозяйственной культуры — высокая масличность (большое содержание масла) семян кунжута, достигающая 60 % (обычно 50...56 %). Для сравнения: масличность семян подсолнечника составляет 29...57 %, рапса — 40...50 %, сои — 15...26 % [19]. Также отметим, что кунжутное масло наименее склонно к прогорканию при хранении на открытом воздухе среди наиболее распространенных растительных масел, что объясняется наличием в его составе антиоксидантов, таких как сезамол.

Исследованию физико-химических и моторных свойств кунжутного масла посвящены работы [20–27]. Проведены испытания дизельных двигателей, работающих на кунжутном масле и его смесях с нефтяным ДТ, эфирах кунжутного и смесевых топливах на их основе [28–33]. Однако требуются дополнительные исследования, направленные на уточнение показателей токсичности ОГ дизельных двигателей, работающих на нефтяном ДТ с добавками кунжутного масла (КМ), а также на определение оптимальной добавки КМ в нефтяное ДТ. Цель настоящего исследования — экспериментальное изучение дизельного двигателя, работающего на нефтяном ДТ с добавками КМ, а также определение оптимального количества таких добавок.

Физико-химические свойства нефтяного дизельного топлива, кунжутного масла и их смесей

Основным компонентом растительных масел служат жирные кислоты, которые представляют собой высокомолекулярные кислородсодержащие соединения с углеводородным основанием. Поэтому все растительные масла можно применять в качестве моторных топлив. Низкая испаряемость и высокая вязкость растительных масел исключают их использование в бензиновых ДВС, но они могут успешно применяться в качестве топлива для дизелей. Еще Рудольф Дизель

отмечал возможность работы своего двигателя на растительных маслах [34, 35].

Физико-химические свойства растительных масел определяются их жирнокислотным составом, который, в свою очередь, зависит от сорта сельскохозяйственной структуры, места произрастания, способа извлечения масла и его очистки. При этом содержание в конкретном растительном масле различных жирных кислот может изменяться в достаточно широких пределах. Жирнокислотный состав наиболее распространенных растительных масел приведен в табл. 1 [14, 20, 27]. По жирнокислотному составу КМ представляет собой смесь триглицеридов жирных кислот с высоким содержанием эффи-

ров олеиновой (до 54 % по массе) и линолевой (до 48 % по массе) жирных кислот (см. табл. 1).

Растительные масла имеют более тяжелый по сравнению с нефтяными ДТ фракционный состав. Если диапазон температур перегонки нефтяного ДТ марки Л по ГОСТ 305–2013 составляет примерно 180...340 °С, то для КМ он примерно равен 250...350 °С (рис. 1) [14]. Аналогичные кривые фракционной разгонки имеют рапсовое, хлопковое и другие растительные масла.

Как отмечено выше, по своим физико-химическим свойствам растительные масла ближе к дизельным топливам, чем к бензинам. Но по сравнению с нефтяными ДТ растительные

Таблица 1. Жирнокислотный состав растительных масел

Жирные кислоты	Формула состава (условная формула состава)	Растительные масла				
		Кунжутное	Пальмовое	Соевое	Рапсовое	Подсолнечное
Додекановая (лауриновая)	$C_{12}H_{24}O_2$ (C 12:0)	0	0–0,5	0–0,1	0	0–0,1
Тетрадекановая (миристиновая)	$C_{14}H_{28}O_2$ (C 14:0)	0–0,1	0,5–2,0	0–0,2	0–0,2	0–0,2
Гексадекановая (пальмитиновая)	C 16:0	6,0–14,0	39,3–47,5	8,0–13,5	1,5–6,0	5,0–7,6
Гексадеценовая (пальмитолеиновая)	C 16:1	0,2–0,6	0–0,6	0–0,6	0–3,0	0–0,3
Гептадекановая (маргариновая)	C 17:0	0–0,1	0–0,2	0–0,1	0–0,1	0–0,2
Гептадеценовая (маргаринолеиновая)	C 17:1	0	0	0–0,1	0–0,1	0–0,1
Октадекановая (стеариновая)	C 18:0	3,0–6,0	3,5–6,0	2,0–5,4	0,5–3,1	2,7–6,5
Октадеценовая (олеиновая)	C 18:1	35,0–54,0	36,0–44,0	17,0–30,0	8,0–60,0	14,0–39,4
Октадекадиеновая (линолевая)	C 18:2	30,0–48,0	9,0–12,0	48,0–59,0	11,0–23,0	48,3–74,0
Октадекатриеновая (линоленовая)	C 18:3	0–1,0	0–0,5	4,5–11,0	5,0–13,0	0–0,3
Эйкозановая (арахиновая)	C 20:0	0,1–0,5	0–1,0	0,1–0,6	0–3,0	0,1–0,5
Эйкозеновая (гадолеиновая)	C 20:1	0,1–0,4	0–0,4	0–0,5	3,0–15,0	0–0,3
Эйкозациеновая	C 20:2	0	0	0–0,1	0–1,0	0
Докозановая (бегеновая)	C 22:0	0,1–0,8	0–0,2	0–0,7	0–2,0	0,3–1,5
Докозеновая (эруковая)	C 22:1	0–0,03	0	0–0,3	2,0–60,0	0–0,3
Докозациеновая	C 22:2	0	0	0	0–2,0	0–0,3
Тетракозановая (лигноцериновая)	C 24:0	0	0	0–0,5	0–2,0	0–0,5
Тетракозеновая (нервоновая)	C 24:1	0	0	0	0–3,0	0

Примечание. В условной формуле состава (например, C 12:0) первая цифра — число атомов углерода C в молекуле, вторая — число двойных связей; приведен жирнокислотный состав масел, выраженный в % (масс.) от общего содержания жирных кислот в масле.

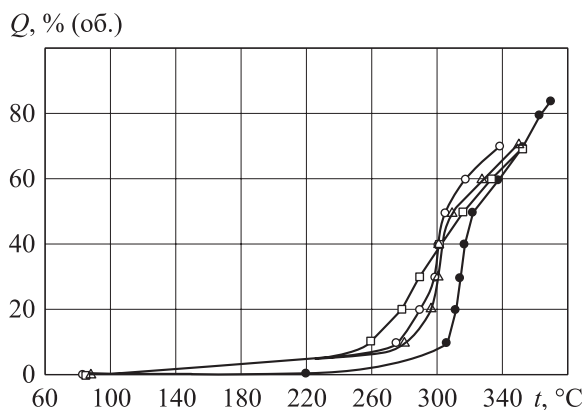


Рис. 1. Зависимость количества испарившегося топлива Q от температуры t разгонки различных растительных масел:

• — рапсовое масло (образец № 1); ○ — рапсовое масло (образец № 2); □ — хлопковое масло; △ — кунжутное масло

масла имеют повышенные плотность и особенно вязкость (табл. 2) [14], а также плохую испаряемость. Они обладают сравнительно невысокой термической стабильностью, что подтверждается их приемлемой температурой самовос-

пламенения (обычно 300...320 °С, у нефтяных ДТ — 230...280 °С) и приемлемым цетановым числом (обычно 35–38 единиц, у нефтяных ДТ — 45–50 единиц, см. табл. 2) [14].

Из-за наличия в составе молекул растительных масел достаточно большого количества атомов кислорода (около 10...12 % по массе) теплотворная способность растительных масел ниже, чем у нефтяных ДТ. В частности, низшая теплота сгорания КМ составляет 37,3 мДж/кг против 42,5 мДж/кг у нефтяного ДТ. Но меньшая теплотворность компенсируется увеличением массы порции подаваемого в цилиндры двигателя топлива, что объясняется их большей плотностью и вязкостью по сравнению с нефтяными ДТ.

Указанные отличия физических свойств растительных масел от соответствующих свойств нефтяного ДТ приводят к ряду проблем при использовании чистых растительных масел в качестве дизельных моторных топлив. К таким проблемам относятся отложение нагара и коксование деталей, образующих камеру сгорания

Таблица 2. Физико-химические свойства нефтяного ДТ и растительных масел

Физико-химические свойства	Нефтяное дизельное топливо и растительные масла					
	ДТ	Кунжутное	Пальмовое	Соевое	Рапсовое	Подсолнечное
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	912	918	924	916	923
Вязкость кинематическая, мм ² /с:						
– при 20 °С	3,8	70,0	–	72,4	75,0	65,2
– при 40 °С	2,5	36,0	–	32,0	36,0	30,7
– при 100 °С	1,0	8,0	8,6	7,7	8,1	7,9
Поверхностное натяжение при 20 °С, мН/м	27,1	33,0	33,1	33,3	33,2	33,3
Теплота сгорания низшая, мДж/кг	42,5	37,3	37,1	37,5	37,3	37,0
Цетановое число	45	38	38	37	36	35
Температура самовоспламенения, °С	250	315	315	318	318	320
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	14,3	12,4	12,6	12,5	12,4	12,4
Массовое содержание:						
– С	87,0	78,0	77,6	77,5	78,0	77,6
– Н	12,6	10,0	12,0	11,5	10,0	11,5
– О	0,4	12,0	11,4	11,0	12,0	10,9
Температура застывания, °С	–35	–10	+30	–12	–20	–18
Кислотное число, мг КОН/г	0,05	1,00	0,17	0,03	4,86	2,14
Коксуемость, % (масс.)	0,200	0,200	0,120	0,438	0,465	0,505
Примечание. Представлены свойства ДТ марки Л по ГОСТ 305–2013.						

Таблица 3. Физико-химические свойства нефтяного ДТ, КМ и их смесей

Физико-химические свойства	Вид топлива				
	ДТ	КМ	Смесь 90 % ДТ и 10 % КМ	Смесь 80 % ДТ и 20 % КМ	Смесь 70 % ДТ и 30 % КМ
Плотность ρ_t при 20 °С, кг/м ³	830	912	838	846	854
Кинематическая вязкость ν_t при 20 °С, мм ² /с	3,8	70,0	5,5	7,7	10,5
Поверхностное натяжение σ_t при 20 °С, мН/м	27,1	33,0	27,7	28,3	28,9
Теплота сгорания низшая H_u , МДж/кг	42,5	37,3	42,0	41,5	41,0
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества l_0 , кг/кг	14,3	12,4	14,1	13,9	13,7
Массовое содержание.					
– С	87,0	78,0	86,1	85,2	84,3
– Н	12,6	10,0	12,3	12,1	11,8
– О	0,4	12,0	1,6	2,7	3,9
Общее содержание серы, % (масс.)	0,200	0,002	0,180	0,160	0,141

(распылители форсунки, впускные клапаны, поршневые кольца), загрязнение смазочного масла, нестабильная работа в условиях низких температур и др. Наиболее эффективным и приемлемым способом решения этих проблем служит применение смесевых бинарных топливных композиций — смесей нефтяного ДТ и растительных масел (в частности, КМ). При этом достигается приближение свойств таких смесей к свойствам нефтяного ДТ (табл. 3). Добавку КМ к нефтяному ДТ можно рассматривать как экологическую добавку, улучшающую экологические показатели дизельных двигателей.

Несущественные отличия свойств смесей нефтяного ДТ и КМ (см. табл. 3) от свойств дизельного топлива позволяют эксплуатировать дизельный двигатель на этих смесях без изменения его настроек по топливоподаче (цикловой подаче и углу опережения впрыскивания топлива).

Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель без наддува типа Д-243 (4Ч 11/12,5) производства Минского моторного завода (Беларусь), который входит в состав дизель-генераторной установки (ДГУ), вырабатывающей переменный электрический ток. В состав ДГУ входил также электрический генератор переменного тока типа ЕСО-ЕСР производства фирмы RINA (Италия). При испытаниях вырабатываемая электрогенератором электроэнергия

потреблялась тремя тепловентиляторами, максимальная мощность каждого из которых составляет 12 кВт. Конструктивные и эксплуатационные параметры дизельного двигателя типа Д-243 приведены в табл. 4. Схема камеры сгорания двигателя с указанием расположения форсунки и схемой ориентации струй топлива в КС показана на рис. 2. Общий вид двигателя представлен на рис. 3, а, общий вид генератора типа ЕСО-ЕСР показан на рис. 3, б.

Исследуемый дизельный без наддува типа Д-243 имел номинальную мощность $N_e = 36$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹ (см. табл. 4). Двигатель был оснащен форсунками типа ФДМ-22 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА) с распылителями типа 171.07.00 производства Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ). При испытаниях использовалось нефтяное ДТ марки «Л» по ГОСТ 305–2013 и не-рафинированное КМ, произведенное ООО «ПК «Вкусы здоровья» (Московская область, г. Ступино) по ТУ 10.41.29-007-66129238–2017. Исследованы чистое ДТ и его смеси с добавками 10, 20 и 30 % (по объему) КМ. Некоторые свойства исследуемых топлив приведены в табл. 3.

Испытания двигателя проведены в режимах регуляторной характеристики при $n = 1500$ мин⁻¹, формируемой регулятором, ДГУ, вырабатывающей переменный электрический ток. Исследо-

Таблица 4. Конструктивные и эксплуатационные параметры дизельного двигателя типа Д-243

Параметр	Значение
Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D / ход поршня S , мм	110/125
Степень сжатия ϵ	16,0
Общий рабочий объем iV_h , л	4,32
Тип камеры сгорания (КС), способ смесеобразования	КС типа ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт), объемно-плёночное смесеобразование
Номинальная мощность N_e , кВт	36
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	1500
Система питания	Разделанного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$ / их ход $h_{пл}$, мм	10/10
Длина нагнетательных топливопроводов L_r , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства НЗТА
Распылители форсунок	Распылитель типа 171.07.00 производства АЗПИ с пятью распыляющими отверстиями диаметром $d_p = 0,35$ мм и проходным сечением $\mu_{pf} = 0,270$ мм ²
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фo}$, МПа	21,5

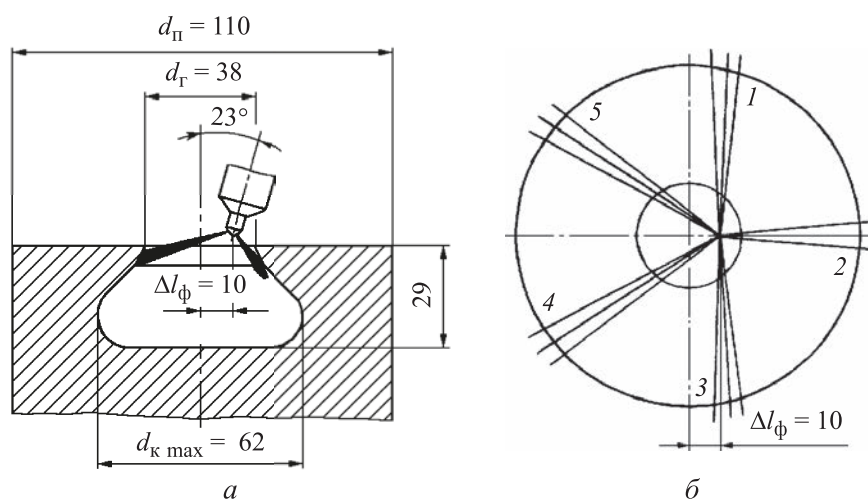


Рис. 2. Камера сгорания дизельного двигателя типа Д-243 с указанием расположения форсунки (а) и схема ориентации струй топлива в КС (б):
1, 2, 3, 4, 5 — номера струй топлива



а



б

Рис. 3. Общие виды дизеля типа Д-243 (а) и генератора типа ECO-ECP (б)

ваны режимы с нагрузками, равными 0 (режим холостого хода), 33, 66 и 100 % полной (эффективная мощность двигателя N_e , соответственно, 0, 12, 24 и 36 кВт). При испытаниях статический УОВТ был равен $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ). В процессе испытаний определяли штатные параметры двигателя и показатели дымности и токсичности его ОГ. Дымность ОГ измеряли с помощью дымомера «Инфракар Д1.01» производства ООО «Западприбор», г. Москва (рис. 4, а). Концентрации в ОГ токсичных компонентов (несгоревших углеводородов CH_x , монооксида углерода CO, оксидов азота NO_x) определялись газоанализатором «Инфракар 5М-3.01» производства ООО «Западприбор», г. Москва (рис. 4, б). Диапазоны измерений параметров двигателя и точность измерения каждого параметра приведены в табл. 5.

С использованием полученных экспериментальных данных определены коэффициент избытка воздуха α , удельный эффективный расхода топлива g_e , условный (с учетом разной теплотворной способности исследуемых топлив) удельный эффективный расхода топлива g_e^* и эффективный КПД η_e по формулам [2, 14]:

$$\alpha = \frac{G_{\text{возд}}}{l_0 G_{\text{топл}}}; \quad g_e = \frac{G_{\text{топл}}}{N_e};$$

$$g_e^* = g_e \frac{H_{Ui}}{H_{U\text{ДТ}}}; \quad \eta_e = \frac{3600}{H_{Ue} g_e},$$

где $G_{\text{возд}}$ и $G_{\text{топл}}$ — часовые расходы воздуха и топлива, кг/ч; l_0 — стехиометрическое массовое отношение количества воздуха к количеству топлива (для нефтяного ДТ $l_0 = 14,3$, для смесей ДТ и КМ — см. табл. 3); N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; H_U — низшая теплота сгора-



а



б

Рис. 4. Общие виды дымомера «Инфракар Д1.01» (а) и газового анализатора «Инфракар 5М-3.01» (б)

Таблица 5. Диапазоны измерений параметров дизельного двигателя Д-243 и точность их измерения

Измеряемый параметр	Диапазон измерения	Точность измерения	Относительная погрешность измерения
Частота вращения	0–2500 мин ⁻¹	±2,5 мин ⁻¹	±0,1 %
Мощность	0–40 кВт	±0,4 кВт	±1 %
Расход топлива	0–12 кг/ч	±0,05 кг/ч	±0,4 %
Расход воздуха	0–250 кг/ч	±2,5 кг/ч	±1 %
Концентрация в ОГ: – кислород O ₂	0–21 % (об.)	±0,1 % (об.) в диапазоне 0–3,3 % (об.) ±3 % (об.) в диапазоне 3,3–21 % (об.)	±3 % в диапазоне 0–3,3 % (об.) ±14 % в диапазоне 3,3–21 % (об.)
– диоксид углерода CO ₂	0–16 % (об.)	±0,5 % (об.) в диапазоне 0–12,5 % (об.)	±4 % в диапазоне 0–12,5 % (об.)
– оксиды азота NO _x	0–4000 ppm	±100 ppm в диапазоне 0–1000 ppm ±10 ppm в диапазоне 1000–4000 ppm	±10 % в диапазоне 0–1000 ppm ±0,25 % в диапазоне 1000–4000 ppm
– монооксид углерода CO	0–5 % (об.)	±0,03 % (об.) в диапазоне 0–1 % (об.)	±3 % в диапазоне 0–1 % (об.)
– углеводороды CH _x	0–2000 ppm	±10 ppm в диапазоне 0–200 ppm	±5 % в диапазоне 0–200 ppm
Дымность ОГ K _x	0–100 % (Хартридж)	±1 % (Хартридж) во всем диапазоне	±1 % во всем диапазоне

ния топлив (для нефтяного ДТ $H_U = 42,5$ мДж/кг, для смесей ДТ и КМ — см. табл. 3); H_{U_i} — низшая теплота сгорания топлива i -го состава; $H_{U_{ДТ}}$ — низшая теплота сгорания ДТ. Результаты испытаний и расчетов по приведенным формулам сведены в табл. 6.

Полученные результаты испытаний свидетельствуют о том, что при работе двигателя типа Д-243 на смесях ДТ и КМ отмечено улучшение показателей топливной экономичности и снижение дымности ОГ (см. табл. 6) во всем диапазоне исследованных нагрузочных режимов. Это объясняется большими значениями коэффициента воздуха α и увеличением длины струй распыливаемого топлива из-за роста его плотности, а также наличием в составе молекул смесового топлива большего количества атомов кислорода. Положительным фактором перевода двигателя на смеси ДТ и КМ является и меньшая концентрация в ОГ диоксида углерода (углекислого газа CO₂), что объясняется меньшим содержанием в молекулах этих топлив углерода С.

Но при работе на этих смесях отмечены повышенные концентрации в ОГ оксидов азота.

Отметим, что важнейшим режимом работы дизельных двигателей является режим максимальной мощности. Для определения оптимального состава смесей ДТ и КМ для этого режима использована методика, базирующаяся на расчете обобщенного критерия оптимальности в виде суммы частных критериев. Подобные методики широко применяются при оптимизации различных параметров теплоэнергетических установок [36–40]. При этом к наиболее значимым показателям дизельных двигателей относятся показатели топливной экономичности (в данной работе в качестве такого показателя выбран условный удельный эффективный расход топлива g_e^*), дымность ОГ K_x , концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} [2, 3, 14]. При проведении оптимизационных расчетов учитывались относительные (отнесенные к показателям двигателя, работающего на ДТ без добавления КМ) значения указанных параметров,

Таблица 6. Параметры дизельного двигателя Д-243, работающего в различных нагрузочных режимах на различных топливах

Номер режима	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	$G_{\text{топл}}$, кг/ч	$G_{\text{возд}}$, кг/ч	α	g_e , г/(кВт · ч)	g_e^* , г/(кВт · ч)	η_e	K_x , % (Харт-ридж)	C_{NO_x} , ppm	C_{CO} , %	C_{CH_4} , ppm	C_{CO_2} , %
<i>Дизель Д-243, работающий на нефтяном ДТ</i>													
1	1470	37,2	9,79	207	1,48	263,2	263,2	0,321	20,0	2011	0,024	8	9,11
2	1501	25,7	7,21	211	2,05	280,5	280,5	0,302	8,0	1290	0,014	8	6,46
3	1533	13,3	4,72	217	3,22	354,9	354,9	0,239	3,5	625	0,015	7	4,13
4	1584	0	2,31	218	6,60	–	–	–	3,0	168	0,015	7	2,07
<i>Дизель Д-243, работающий на смеси 90 % ДТ и 10 % КМ</i>													
1	1464	36,9	9,80	207	1,50	265,6	262,5	0,323	16,5	2045	0,026	9	9,08
2	1503	24,7	6,96	216	2,20	281,8	278,5	0,304	5,0	1316	0,015	8	6,28
3	1531	13,2	4,70	217	3,28	356,1	351,9	0,241	2,5	645	0,015	8	4,00
4	1582	0	2,30	217	6,70	–	–	–	2,0	174	0,016	8	2,02
<i>Дизель Д-243, работающий на смеси 80 % ДТ и 20 % КМ</i>													
1	1470	36,8	9,85	208	1,52	267,7	261,4	0,324	14,0	2097	0,027	10	9,05
2	1500	24,5	6,93	216	2,25	282,9	276,2	0,307	3,0	1325	0,016	9	6,20
3	1528	13,2	4,71	216	3,30	356,8	348,4	0,243	2,0	655	0,016	9	3,96
4	1578	0	2,23	216	6,97	–	–	–	1,5	178	0,018	9	1,96
<i>Дизель Д-243, работающий на смеси 70 % ДТ и 30 % КМ</i>													
1	1464	36,7	9,92	211	1,55	270,3	260,8	0,325	12,0	2150	0,029	11	8,98
2	1500	24,5	6,94	218	2,30	283,3	273,8	0,310	2,0	1344	0,018	11	6,10
3	1530	13,2	4,72	220	3,40	357,6	345,0	0,246	1,5	672	0,017	10	3,93
4	1577	0	2,25	220	7,15	–	–	–	1,0	182	0,020	10	1,92
<i>Примечание. Указано объемное процентное содержание компонентов в ОГ; ppm — миллионные объемные доли C_{NO_x} и C_{CH_4}</i>													

приведенные в табл. 7. Обобщенный критерий оптимальности $I_{\text{обобщ}}$ и обобщенный приведенный критерий $I_{\text{обобщ прив}}$ определялись в виде

$$I_{\text{обобщ}} = g_e^*_{\text{отн}} + K_{\text{X отн}} + C_{\text{NO}_x \text{ отн}};$$

$$I_{\text{обобщ прив}} = I_{\text{обобщ}} / 3.$$

Оптимизационные расчеты проведены с использованием предложенной методики определения оптимального состава смесового топлива. Минимальные значения полученных критериев оптимальности $I_{\text{обобщ}}$ и $I_{\text{обобщ прив}}$ соответствуют оптимальному составу топлива. Из данных табл. 7 следует, что для режима максимальной мощности оптимальным является смесь, содержащая 70 % ДТ и 30 % КМ. При использовании этого смесового топлива получено мини-

мальное значение обобщенного приведенного критерия $I_{\text{обобщ прив}} = 0,887$. При работе двигателя типа Д-243 на этой смеси достигнуты минимумы условного удельного эффективного расхода топлива $g_e^* = 260,8$ г/(кВт · ч) и дымности ОГ $K_x = 12,0$ % по шкале Хартриджа. Однако при этом отмечена максимальная концентрация в ОГ оксидов азота $C_{\text{NO}_x} = 2150$ ppm. Таким образом, при переводе двигателя с нефтяного ДТ на смесь 70 % ДТ и 30 % КМ условный удельный эффективный расход топлива g_e^* снизился на 0,9 %, дымность ОГ K_x уменьшилась в 1,67 раза, концентрация оксидов азота в ОГ возросла на 6,9 %. Также отметим, что при таком переходе на смесовое топливо содержание в ОГ углекислого газа уменьшилось с 9,11 до 8,98 %, т. е. на 1,4 %.

Таблица 7. Значения параметров двигателя типа Д-243, работающего на различных видах топлива в режиме максимальной мощности

Вид топлива	Параметры дизельного двигателя в режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$							
	$g_e^*, \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	$g_{e \text{ отн}}^*$	$K_{\chi}, \%$	$K_{\chi \text{ отн}}$	$C_{\text{NO}_\chi}, \text{ ppm}$	$C_{\text{NO}_\chi \text{ отн}}$	$I_{\text{обобщ}}$	$I_{\text{обобщ прив}}$
100 % ДТ	263,2	1,000	20,0	1,000	2011	1,000	3,000	1,000
90 % ДТ и 10 % КМ	262,5	0,997	16,5	0,825	2045	1,017	2,839	0,946
80 % ДТ и 20 % КМ	261,4	0,993	14,0	0,700	2097	1,043	2,736	0,912
70 % ДТ и 30 % КМ	260,8	0,991	12,0	0,600	2150	1,069	2,660	0,887

В целом проведенное исследование подтвердило возможность и эффективность использования смесей нефтяного ДТ и КМ в качестве моторного топлива для дизельных двигателей. Применение этих смесей позволило улучшить показатели топливной экономичности и токсичность ОГ исследованного двигателя.

Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. В качестве вероятного альтернативного топлива для дизельных двигателей рассмотрено кунжутное масло. Его получают из семян кунжута, который может культивироваться в засушливых регионах России. Преимуществом семян кунжута является высокая масличность, достигающая 60 %.

2. Из-за различий физико-химических свойств нефтяного ДТ и КМ в качестве моторного топлива желательно использовать смеси этих компонентов. Исследованы чистое ДТ и его смеси с добавками 10, 20 и 30 % (по объему) КМ.

3. В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д-243, работающего в составе ДГУ производства Минского моторного завода. Двигатель испытывали в режимах регуляторной характеристики, формируемой при частоте вращения вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ с нагрузками, примерно равными 0, 12, 24 и 36 кВт.

4. Использование в качестве топлива смесей нефтяного ДТ с КМ позволило улучшить

топливно-экономические показатели двигателя (условный удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД) и снизить дымность ОГ.

5. Разработана методика оптимизации состава смесевых топлив, которая заключается в расчете обобщенного критерия оптимальности в виде суммы частных критериев — относительных значений условного удельного эффективного расхода топлива (учитывающих различную теплотворную способность смесей), дымности ОГ и концентраций в них оксидов азота.

6. Оптимизационные расчеты, проведенные для режима максимальной мощности, показали, что оптимальным является смесевое топливо, содержащее 70 % нефтяного ДТ и 30 % КМ. В этом случае обобщенный приведенный критерий оптимальности принимает минимальное значение, равное 0,887. При таком составе топлива достигаются минимумы условного удельного эффективного расхода топлива — 260,8 г/(кВт · ч) и дымности ОГ — 12,0 % по шкале Хартриджа, но отмечена максимальная концентрация в них оксидов азота — 2150 ppm. При переводе двигателя с нефтяного ДТ на смесь 70 % ДТ и 30 % КМ условный удельный эффективный расход топлива снизился на 0,9 %, дымность ОГ газов уменьшилась в 1,67 раза, концентрация в них оксидов азота возросла на 6,9 %. При таком переходе на смесевое топливо содержание в ОГ углекислого газа уменьшилось с 9,11 до 8,98 %, т. е. на 1,4 %.

Литература

- [1] Kagawa J. Health effects of diesel exhaust emissions—a mixture of air pollutants of worldwide concern. *Toxicology*, 2002, vol. 181–182, pp. 349–353.
- [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, 376 с.
- [4] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 21–32.
- [5] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [6] Stančin H., Mikulcic H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927, pp. 1–38.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [7] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [8] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28.
<https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [9] Bala J.D., Lalung J., Al-Gheethi A.A.S., Norli I. *A Review on biofuel and bioresources for environmental applications*. Switzerland, Springer International Publishing, 2016, 225 p.
- [10] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for biofuel production: strategies to improve process parameters*. Singapore, Springer, 2020, 243 p.
- [11] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green diesel engines biodiesel usage in diesel engines*. London, Springer-Verlag, 2013, 265 p.
- [12] Васильев И.П. *Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, 2009, 240 с.
- [13] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. *Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Инженер (Союз НИО), 2016, 292 с.
- [14] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publ., 2019, 420 с.
- [15] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [16] В РФ в 2024 году производство растительных масел выросло на 6,9 %. URL: <https://mintrans.gov.ru/press-center/branch-news/6167> (дата обращения 14.01.2026).
- [17] Производство кунжутного масла в России 2024: аналитика, регионы и прогноз. URL: <https://alto-group.ru/new/12438-proizvodstvo-kunzhutnogo-masla-v-rossii-2024-analitika-regiony-i-prognoz.html> (дата обращения 14.01.2026).
- [18] Нарзулов Т.С. Продуктивность кунжута в зависимости от способов посева и нормы высева на богарных землях Гиссарской зоны. *Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур*, 2018, вып. 4, с. 118–121.
- [19] Нагорнов С.А., Мещерякова Ю.В., Марков В.А., Быковская Л.И. Получение биодизельного топлива из биомассы микроводорослей. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 101–117.
- [20] Кодекс Алиментариус (лат. «Продовольственный кодекс»). *Жиры, масла и производные продукты*. Москва, Весь мир, 2007, 68 с.
- [21] Бурункова Ю.Э., Успенская М.В., Самуйлова Е.О. *Растительные масла: свойства, технологии получения и хранения, окислительная стабильность*. Санкт-Петербург, Университет ИТМО, 2020, 82 с.
- [22] Юрченко Е.Н., Канюка Е.Ю. Жирнокислотный состав растительных масел. *ЛОГОС. Мистецтво наукової думки*, 2019, № 2, с. 67–69.
- [23] Чичканова Е.С., Данилова И.Л. Характеристики и практическое применение жирных масел и гидролата из растительного сырья некоторых опунций (*Opuntia Mill.*), произрастающих на южном берегу Крыма. *Вестник Тверского государственного университета. Серия «Биология и экология»*, 2025, № 2, с. 90–110.

- [24] Blin J., Brunschwig C., Chapuis A., Changotade O., Sidibe S., Noumi E., Girard F. Characteristics of vegetable oils for use as fuel in stationary diesel engines — towards specifications for a standard in west Africa. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013, vol. 22, pp. 580–597.
- [25] Goering C.E., Daugherty M.J. Energy accounting for eleven vegetable oil fuels. *Transactions of the American society of agricultural engineers*, 1982, vol. 25, no. 5, pp. 1209–1215.
- [26] Goering C.E., Schwab A.W., Daugherty M.J., Pryde E.H., Heakin A.J. Fuel properties of eleven vegetable oils. *Transactions of the American society of agricultural engineers*, 1982, vol. 25, no. 6, pp. 1472–1477, 1483.
- [27] Медведков Е.Б., Джингилбаев С.С., Байболова Л.К., Адмаева А.М., Кизатова М.Е. Получение масла БАД из семян кунжута прессованием с использованием щадящей тепловой обработки. *Приволжский научный вестник*, 2015, № 1, с. 39–44.
- [28] Peterson C.L., Reece D.L., Hammond B.L., Thompson J., Beck S.M. Processing, characterization, and performance of eight fuels from lipids. *Applied engineering in agriculture*, 1997, vol. 13, no 1, pp. 71–79.
- [29] Dabi M., Saha U.K. Application potential of vegetable oils as alternative to diesel fuel in compression ignition engines: a review. *Journal of the energy institute*, 2019, vol. 92, no. 6, pp. 1710–1726. <https://doi.org/10.1016/j.joel.2019.01.003>
- [30] Misra R.D., Murthy M.S. Straight vegetable oils usage in a compression ignition engine: a review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, vol. 14, pp. 3005–3013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.010>
- [31] Sidibe S.S., Blin J., Vaitilingom G., Azoumah Y. Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: literature review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, vol. 14, pp. 2748–2759. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.018>
- [32] Vrabie V., Scarpete D., Zbarcea O. Vegetable oils as alternative fuel for new generation of diesel engines: a review. *Scientific proceedings XXIV international scientific-technical conference «trans & MOTAUTO '16»*, 2016, vol. 1, pp. 105–109.
- [33] Сайдахмедов И.М., Сайдахмедов А.И. Особенности использования растительных масел в составе дизельного топлива. *Наука, техника и образование*, 2023, № 2, с. 5–6.
- [34] Биотопливо для ДВС. Что это такое, какие у него преимущества и какие перспективы. URL: <https://www.drive2.ru/o/b/649813022356806873/> (дата обращения 14.01.2026).
- [35] Как двигатель Дизеля изменил мир. URL: <https://news.rambler.ru/europe/35630030-kak-dvigatel-dizelya-izmenil-mir/> (дата обращения 14.01.2026).
- [36] Ведрученко В.Р., Жданов Н.В., Кульков М.В., Макарова Е.В. Оптимизация параметров и состава тепловых схем и технических систем теплоэнергетических установок. *Вестник Сибирского автомобильно-дорожного института*, 2009, вып. 2, с. 51–55.
- [37] Грибунов Г.А., Куликов И.С. Методы оптимизации технологических циклов и тепловых схем ТЭЦ. *Теоретическая и прикладная механика. Междунар. науч.-техн. сб.* Минск, БНТУ, 2007, вып. 22, с. 200–216.
- [38] Клер А.М., Жарков П.В., Епишкин Н.О. Эффективный подход к оптимизации параметров сложных теплоэнергетических установок. *Теплофизика и аэромеханика*, 2016, т. 23, № 2, с. 299–306.
- [39] Марков В.А. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и направления их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 142–168. EDN: UWELZA
- [40] Марков В.А. Проблемы и перспективы совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 128–155. EDN: HKCYSS

References

- [1] Kagawa J. Health effects of diesel exhaust emissions—a mixture of air pollutants of worldwide concern. *Toxicology*, 2002, vol. 181–182, pp. 349–353.
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie 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, 376 p. (In Russ.).
- [4] Lozhkina O.V., Malchikov K.B. Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants. *Engines Construction*, 2024, no. 1, pp. 21–32. (In Russ.).
- [5] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publ., 2022, 798 p.

- [6] Stančin H., Mikulcic H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927, pp. 1–38. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [7] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [8] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low-carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [9] Bala J.D., Lalung J., Al-Gheethi A.A.S., Norli I. *A Review on biofuel and bioresources for environmental applications*. Switzerland, Springer International Publishing, 2016, 225 p.
- [10] Srivastava N., Srivastava M., Mishra P.K., Gupta V.K. *Bioprocessing for biofuel production: strategies to improve process parameters*. Singapore, Springer, 2020, 243 p.
- [11] Kegl B., Kelg M., Pehan S. *Green diesel engines biodiesel usage in diesel engines*. London, Springer-Verlag, 2013, 265 p.
- [12] Vasil'ev I.P. *Vliyanie topliv rastitel'nogo proiskhozhdeniya na ekologicheskie i ekonomicheskie pokazateli dizelya* [The influence of vegetable origin fuels on the environmental and economic performance of a diesel engine]. Lugansk, Vostochnoukrainskiy natsional'nyy universitet im. V. Dalya Publ., 2009, 240 p. (In Russ.).
- [13] Markov V.A., Devyanin S.N., Zykov S.A., Gaydar S.M. *Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Biofuels for internal combustion engines]. Moscow, Inzhener (Soyuz NIO) Publ., 2016, 292 p. (In Russ.).
- [14] 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 Publ., 2019, 420 p.
- [15] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector Part 3. Biofuels. *Alternative fuel transport*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [16] *V RF v 2024 godu proizvodstvo rastitel'nykh masel vyroslo na 6,9 %* [In 2024, the production of vegetable oils increased by 6.9 % in Russia]. Available at: <https://mintrans.gov.ru/press-center/branch-news/6167> (accessed January 14, 2026).
- [17] *Proizvodstvo kunzhutnogo masla v Rossii 2024: analitika, regiony i prognoz* [Sesame Oil Production in Russia 2024: Analytics, Regions, and Forecast]. Available at: <https://alto-group.ru/new/12438-proizvodstvo-kunzhutnogo-masla-v-rossii-2024-analitika-regiony-i-prognoz.html> (accessed January 14, 2026).
- [18] Narzuloev T.S. Productivity of sesame depending on the planting methods and sowing rates on the drylands of the Gissar zone. *Maslichnyye kul'tury. Nauchno-tekhnicheskiy byulleten' Vserossiyskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta maslichnykh kul'tur*, 2018, iss. 4, pp. 118–121. (In Russ.).
- [19] Nagornov S.A., Meshcheryakova Yu.V., Markov V.A., Bykovskaya L.I. Biodiesel fuel production from the microalgae biomass. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 101–117. (In Russ.).
- [20] *Codex Alimentarius (Latin «The Food Code»)*. *Zhiry, masla i proizvodnyye produkty* [Codex Alimentarius (Latin for “Food Code”). Fats, oils, and derivatives]. Moscow, The whole world Publ., 2007, 68 p. (In Russ.).
- [21] Burunkova Yu.E., Uspenskaya M.V., Samuilova E.O. *Rastitel'nyye masla: svoystva, tekhnologii polucheniya i khraneniya, oksislitel'naya stabil'nost'* [Vegetable oils: properties, production and storage technologies, oxidative stability]. St. Petersburg, ITMO University Publ., 2020, 82 p. (In Russ.).
- [22] Yurchenko Ye., Kanyuka E. Fatty acid composition of vegetable oils. *LÓHOS. Mystetstvo naukovoyi dumky*, 2019, no. 2, pp. 67–69. (In Russ.).
- [23] Chichkanova E.S., Danilova I.L. Characteristics and practical application of fatty oils and hydrolate from plant raw materials of some *Opuntia* (*Opuntia mill.*) growing on the southern coast of Crimea. *Vestnik Tverskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Biologiya i ekologiya*, 2025, no. 2, pp. 90–110. (In Russ.).
- [24] Blin J., Brunschwig C., Chapuis A., Changotade O., Sidibe S., Noumi E., Girard F. Characteristics of vegetable oils for use as fuel in stationary diesel engines — towards specifications for a standard in west Africa. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2013, vol. 22, pp. 580–597.
- [25] Goering C.E., Daugherty M.J. Energy accounting for eleven vegetable oil fuels. *Transactions of the American society of agricultural engineers*, 1982, vol. 25, no. 5, pp. 1209–1215.
- [26] Goering C.E., Schwab A.W., Daugherty M.J., Pryde E.H., Heakin A.J. Fuel properties of eleven vegetable oils. *Transactions of the American society of agricultural engineers*, 1982, vol. 25, no. 6, pp. 1472–1477, 1483.
- [27] Medvedkov E.B., Dzhingilbaev S.S., Baybolova L.K., Admaeva A.M., Kizatova M.E. Extraction of oil from seeds of sesame using pressing with preliminary gentle heat treatment. *Privolzhskiy nauchnyy vestnik*, 2015, no. 1, pp. 39–44. (In Russ.).

- [28] Peterson C.L., Reece D.L., Hammond B.L., Thompson J., Beck S.M. Processing, characterization, and performance of eight fuels from lipids. *Applied engineering in agriculture*, 1997, vol. 13, no 1, pp. 71–79.
- [29] Dabi M., Saha U.K. Application potential of vegetable oils as alternative to diesel fuel in compression ignition engines: a review. *Journal of the energy institute*, 2019, vol. 92, no. 6, pp. 1710–1726. <https://doi.org/10.1016/j.joel.2019.01.003>
- [30] Misra R.D., Murthy M.S. Straight vegetable oils usage in a compression ignition engine: a review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, vol. 14, pp. 3005–3013. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.010>
- [31] Sidibe S.S., Blin J., Vaitilingom G., Azoumah Y. Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: literature review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2010, vol. 14, pp. 2748–2759. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.018>
- [32] Vrabie V., Scarpete D., Zbarcea O. Vegetable oils as alternative fuel for new generation of diesel engines: a review. *Scientific proceedings XXIV international scientific-technical conference “trans & MOTAUTO ’16”*, 2016, vol. 1, pp. 105–109.
- [33] Saidakhmedov I.M., Saidakhmedov A.I. Features of the use of vegetable oils in the composition of diesel fuel. *Nauka, tekhnika i obrazovaniye*, 2023, no. 2, pp. 5–6. (In Russ.).
- [34] *Bioplivno dlya DVS. Chto eto takoye, kakiye u nego preimushchestva i kakiye perspektivy* [Biofuel for internal combustion engines. What is it, what are its advantages, and what are its prospects]. Available at: <https://www.drive2.ru/o/b/649813022356806873/> (accessed January 14, 2026).
- [35] *Kak dvigatel’ Dizelya izmenil mir* [How the Diesel engine changed the world]. Available at: <https://news.rambler.ru/europe/35630030-kak-dvigatel-dizelya-izmenil-mir/> (accessed January 14, 2026).
- [36] Vedruchenko V.R., Zhdanov N.V., Kulkov M.V., Makarova E.V. Optimization of parameters and structure of thermal schemas and technical systems of heat power installations. *The Siberian State Automobile and Highway University (SIBADI)*, 2009, iss. 2, pp. 51–55. (In Russ.).
- [37] Gribunov G.A., Kulikov I.S. Methods for optimization of technological cycles and thermal schemes of thermal power plants. *Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika. Mezhdunarodnyy nauchno-tekhnicheskiy sbornik* [Theoretical and Applied Mechanics. International Scientific and Technical Collection]. Minsk, BNTU Publ., 2007, iss. 22, pp. 200–216. (In Russ.).
- [38] Kler A.M., Zharkov P.V., Epishkin N.O. An effective approach to optimizing the parameters of complex thermal power plants. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2016, vol. 23, no. 2, pp. 289–296.
- [39] Markov V.A. Automatic control and regulation systems of the thermal power plants and approaches to their improvement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 1, pp. 142–168 (In Russ.). EDN: UWELZA
- [40] Markov V.A. Problems and prospects of improving the automatic control and regulation systems of the thermal power plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 1, pp. 128–155. (In Russ.). EDN: HKCYSS

Материалы получены редакцией 02.02.2026

Сведения об авторах

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

Поздняков Евгений Федорович — кандидат технических наук, заведующий лабораторией кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: pef07@mail.ru

Болдырев Артем Вячеславович — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: bolduizm@gmail.ru

Быковская Лариса Игоревна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Английский язык для машиностроительных специальностей» факультета «Лингвистика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: lbykovskaya@yandex.ru

Information about the authors

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

Pozdnyakov Evgeny Fedorovich — Ph. D. (Eng.), Head of Laboratory, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: pef07@mail.ru

Boldyrev Artem Vyacheslavovich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: bolduizm@gmail.ru

Bykovskaya Larisa Igorevna — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of English for Mechanical Engineering Specialties, Faculty of Linguistics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: lbykovskaya@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Болдырев А.В., Быковская Л.И. Кунжутное масло как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу. *Двигателестроение*, 2026, № 1 (303), с. 80–94.

Citation:

Markov V.A., Pozdnyakov E.F., Boldyrev A.V., Bykovskaya L.I. Sesame oil as an environmental additive to petroleum diesel fuel. *Engines Construction*, 2026, no. 1 (303), pp. 80–94. (In Russ.).