

Двигателестроение

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

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

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

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

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

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

Подписано в печать 30.12.2022. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 11,5.

Содержание**Общие проблемы двигателестроения****Сайданов В.О.**

Воздухонезависимые энергетические установки для специальных объектов военной инфраструктуры и перспективы их развития 3

Скворцов А.А., Фомин В.М., Алиев С.А.

К проблеме топливно-энергетического сбережения на транспорте 19

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Гришин Ю.А., Семенчукова В.С.**

Использование нестационарных газодинамических функций для численного моделирования волновых процессов в поршневом двигателе 28

Химченко А.В., Мищенко Н.И., Быков В.В.

Определение расхода топлива автомобильного двигателя в ездовых циклах аналитическими методами ... 40

Пассар А.В., Цыганкова Л.П.

Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых двигателей 50

Альтернативные топлива**Са Бовэнь, Гордин В.М., Марков В.А., Карпец Ф.С., Плахов С.В.**

Моделирование процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания тепловозного дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного дизельного топлива 65

Эксплуатация и ремонт двигателей**Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н., Павлов Д.В.**

Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур 82

Указатель публикаций в журнале (№ 1–4, 2022 г.) 90

Engines Construction

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

Founder: Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Revision:**105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,
BMSTU
dieseljournal@yandex.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

General Problems of Engine Building

Saidanov V.O.Air-independent Power Plants for Special Military Infrastructure Facilities and Prospects
for their Development 3**Skvortsov A.A., Fomin V.M., Aliev S.A.**

On the Problem of Fuel and Energy Saving in Transport 19

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Grishin Yu.A., Semenchukova V.S.Use of Non-Stationary Gas-Dynamic Functions in Numerical Simulation of the Wave Processes
in a Piston Engine 28**Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Bykov V.V.**

Determination of the Vehicle Fuel Consumption in Driving Cycles Using the Analytical Methods 40

Passar A.V., Tsigankova L.P.

Selection of the Radial-Axial Turbine Design Methods for the Piston Engines 50

Alternative Fuel

Sa Bowen, Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V.Simulation of the Fuel Supply, Mixture Formation and Combustion Processes
in a Dual-Fuel Hydrogen Engine 65

Operation and Repair of Engines

Agureev I.E., Elagin M.Yu., Khmelev R.N., Pavlov D.V.Mathematical Simulation of the Small-sized Diesel Engine Pre-start Operation Exposed
to Low Negative Temperatures 82

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 623.09+621.436.24:352

DOI: 10.18698/jec.2022.4.3-18

Воздухонезависимые энергетические установки для специальных объектов военной инфраструктуры и перспективы их развития

В.О. Сайданов

Военный институт (Железнодорожных войск и военных сообщений)
ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения
имени генерала армии А.В. Хрулёва»

Air-independent Power Plants for Special Military Infrastructure Facilities and Prospects for their Development

V.O. Saidanov

Military Institute (Railway Troops and Military Communications),
FSGMEI of HE "Military Academy of Logistics
named after General of the Army A.V. Khrulyov"

Актуальность статьи обусловлена необходимостью повысить живучесть систем автономного электроснабжения специальных объектов военной инфраструктуры при воздействии поражающих факторов современного оружия путем перевода их энергетических установок на работу в условиях изоляции от атмосферы, т. е. разработка воздухонезависимых энергетических установок. Рассмотрены перспективные технологические схемы воздухонезависимых энергетических установок на базе дизельных энергетических установок и примеры их практической реализации. На основании анализа отечественного и зарубежного опыта разработок воздухонезависимых энергетических установок на базе топливных элементов предложена новая технологическая схема подобной установки, в которой в качестве окислителя используется кислород, получаемый гидролизным способом из твердого источника, а в качестве топлива — водород, получаемый путем паровой конверсии дизельного топлива. Результаты расчетов удельных расходов рабочих сред и удельных тепловыделений всех рассмотренных технологических схем воздухонезависимых энергетических установок показали перспективность новой схемы.

Ключевые слова: военная инфраструктура, специальный объект, система автономного электроснабжения, автономный источник энергии, воздухонезависимая энергетическая установка, дизельная энергетическая установка, специальный цикл, технологическая схема, алгоритм функционирования, электрохимический генератор

Relevance of the article is due to the need to increase survivability of the autonomous power supply systems in special military infrastructure facilities exposed to damaging factors of the modern weaponry by transferring their power plants to operating conditions of isolation from the atmosphere, i.e. development of the air-independent power plants. Perspective technological schemes of the air-independent power systems based on diesel power plants and examples of their practical implementation are considered. Based on the analysis of domestic and foreign experience in the development of air-independent power plants on fuel cells, a new technological scheme of such a system is proposed, where oxygen obtained by hydrolysis from a solid source is used as an oxidizer, and hydrogen obtained by steam conversion of the diesel fuel is used as the fuel. Calculation results of specific consumption of the working media and specific heat releases in all considered technological schemes of the air-independent power plants showed the prospects of the new scheme.

Keywords: military infrastructure, special facility, autonomous power supply system, autonomous energy source, air-independent power plant, diesel power plant, special cycle, process flow diagram, operation algorithm, electrochemical generator

Военная инфраструктура — система стационарных и нестационарных объектов страны, региона или театра военных действий для обеспечения, размещения, обучения, развертывания войск и ведения ими операций, боевых действий.

Объекты военной инфраструктуры (ОВИ) — комплексы технологически и технически связанных между собой зданий, сооружений и систем или отдельные здания (сооружения), предназначенные для выполнения задач по управлению войсками, боевого применения, хранения, подготовки и перемещения средств вооружения, военной и специальной техники, расквартирования, обустройства и жизнеобеспечения войск, а также решения других задач, стоящих перед вооруженными силами [1]. По своему назначению все ОВИ подразделяют на объекты специального назначения (специальные), объекты общего назначения и объекты двойного назначения.

Основу военной инфраструктуры составляют специальные объекты, которые предназначены для обеспечения выполнения боевых задач войсками (силами), формированиями и органами в соответствии с их назначением. К ним относятся: специальные пункты управления; объекты системы предупреждения о ракетном и воздушном нападении противника; объекты космической, радио- и радиотехнической разведки; объекты позиционных районов ракетных войск стратегического назначения, войск противовоздушной обороны) и воздушно-космических сил; узлы связи и другие объекты [1].

Специальные объекты (СО) являются обитаемыми защищенными фортификационными сооружениями, насыщенными различной аппаратурой и оборудованием, входящим в состав различных технических систем этих объектов, для работы которых требуется электроэнергия необходимой мощности и нужного качества, при этом некоторые потребители не допускают перерыва в питании [2].

Комплексный анализ функционирования технических систем СО показывает, что системы электроснабжения являются главными системами, обеспечивающими их жизнедеятельность в случае потери питания от внешних источников как в военное, так и в мирное время.

Стратегия построения систем электроснабжения СО [2, 3] предусматривает подразделение систем на три составные части:

- подсистему внешнего электроснабжения объекта, осуществляющую связь объекта с го-сэнергосистемой и обеспечивающей длительное экономичное электроснабжение объекта в мирное время;

- подсистему внутреннего электроснабжения объекта, содержащую незащищенные резервные электростанции и имеющую сильно резервированные внутриобъектные сети, что позволяет резко повысить надежность электроснабжения объекта и замещать систему внешнего электроснабжения при плановых ремонтах и различных аварийных ситуациях;

- подсистему автономного электроснабжения (САЭ) фортификационных сооружений объекта, предназначенную для применения только в боевых условиях (в режимах автономности и боевого функционирования после воздействия по объекту специальных средств поражения).

Основными функциональными элементами САЭ являются автономные источники энергии (АИЭ), в качестве которых сегодня в силу целого ряда известных преимуществ используются автоматизированные стационарные дизельные энергоустановки (ДЭУ), разработанные отечественной промышленностью по заказу Минобороны в 60-е – 80-е годы прошлого века [4]. Большинство этих ДЭУ прошли экспериментальную проверку и специальную доработку по повышению сейсмоударостойкости, определению фактической стойкости к воздействию воздушной ударной волны и сопутствующих ей факторов, разработке соответствующих средств защиты, применению испарительных систем охлаждения, ускоренному пуску из непрогретого состояния. В настоящее время такие ДЭУ используются как в САЭ СО, так и во внутренних системах электроснабжения объектов в качестве резервных и постояннодействующих источников. Все это в значительной мере способствовало повышению качества ДЭУ как АИЭ для СО.

Интенсивное развитие современного оружия массового поражения (и прежде всего, повышение точности его доставки к цели) привело к тому, что хорошо зарекомендовавшие себя в прошлом традиционные способы фортификационной защиты СО в значительной мере исчерпали себя и не способны обеспечить требуемую живучесть СО.

Опыт ведения боевых действий армии США в Югославии и Ираке показал, что большинство

специальных пунктов управления (СПУ) вооруженными силами этих стран были поражены высокоточным оружием с помощью системы газоздушных трактов (ГВТ) их АИЭ.

В настоящее время наиболее рациональным способом решения проблемы повышения живучести САЭ СО является перевод их АИЭ на работу в условиях полной или частичной изоляции ГВТ от атмосферы, т. е. разработка воздухонезависимых энергетических установок (ВНЭУ), функционирующих по так называемым специальным циклам (СЦ).

История разработок ВНЭУ начинается с подводных аппаратов и неатомных подводных лодок (ПЛ). Известны следующие типы ВНЭУ для ПЛ: на базе ДЭУ, работающих по специальным циклам (ДЭУ СЦ), на основе топливных элементов (ТЭ), а также на базе двигателей Стирлинга [5].

В настоящее время ДЭУ СЦ используются на ПЛ (Италия, Германия, Великобритания, Норвегия, Швеция), исследовательских глубоководных и боевых подводных аппаратах (Япония, Италия, Германия, Нидерланды).

Отметим, что впервые в мире подобные ДЭУ СЦ появились в нашей стране в 1930-х годах. В результате исследований, выполненных в Центральном научно-исследовательском институте № 45, Центральном конструкторском бюро (ЦКБ) «Рубин», Высшем военно-морском инженерном ордена Ленина училище имени Ф.Э. Дзержинского (ВВМИОЛУ), было предложено, разработано и доведено до различной степени реализации, вплоть до серийной постройки ПЛ (проекты 95, 615, 615А, 618, 630 и др.), значительное число ДЭУ СЦ [6]. Таким образом, к середине 1950-х годов в СССР практически в стадии завершения находились работы по созданию ЭУ, способных работать без связи с атмосферой, основным применением которых предполагалась установка их на дизельных ПЛ. Однако появление ядерных силовых установок привело к прекращению работ в этой перспективной области [7].

Использование ВНЭУ на базе ДЭУ СЦ для САЭ СО в условиях аномального состояния атмосферы было предложено профессором В.Г. Кривовым в середине 1960-х годов. Тогда же по его инициативе в Ленинградском высшем военном инженерном строительном Краснознаменном училище (впоследствии Военном инже-

нерно-техническом университете (ВИТУ), в настоящее время Военном институте (инженерно-техническом) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва (ВИ(ИТ) ВА МТО) начались исследования в этом приоритетном для специальной военной энергетики направлении [8].

При выполнении исследований был использован весь накопленный опыт разработок ВНЭУ для подводной техники, но без автоматического переноса их результатов на САЭ, функционирующих в условиях СО. Дело в том, что стратегии использования АИЭ на СО и ПЛ имеют существенные различия. Если в последних расходные среды для работы загружаются в объекты непосредственно перед походом ПЛ и расходуются непрерывно по назначению в течение всего похода, то на СО запасы рабочих сред хранятся в течение длительных периодов (месяцы и годы), время их использования не определено и зависит от глобальной стратегической обстановки в мире. В этой связи для СО на первый план выступают требования стабильности всех свойств рабочих сред, необходимых для функционирования АИЭ в режиме длительных периодов ожидания, а для самих АИЭ — надежность, быстрота пуска и безопасность.

Для создания ВНЭУ на базе ДЭУ СЦ необходимо преобразовать отработавшие газы (ОГ) дизельного двигателя в искусственную газовую смесь (ИГС), которую можно было бы направить в цилиндры для осуществления процесса сгорания. Как известно, для полного сгорания 1 кг дизельного топлива среднего состава требуется 3,33 кг кислорода. При сгорании образуется 3,19 кг диоксида углерода CO_2 и 1,13 кг водяных паров H_2O . В состав ОГ также входят азот и избыточный кислород (13...17 % по массе) в зависимости от значения коэффициента избытка воздуха, продукты неполного сгорания топлива — сажа (частицы углерода) и углеводороды, а также оксиды серы SO_x и азота NO_x . При этом температура ОГ может достигать 600 °С.

Таким образом, для получения ИГС ОГ нужно очистить, охладить, дополнительно насытить кислородом, уменьшить содержание в них водяных паров и CO_2 , чтобы их избыточная концентрация не помешала процессу сгорания, а также для того, чтобы объемный расход ИГС не превышал объемного расхода воздуха при работе по открытому циклу.

Очистку ОГ и удаление водяных паров можно осуществлять с помощью известных способов фильтрации и конденсации. При необходимости в оборудование могут быть введены сажевые фильтры, поглотители сернистых соединений и оксидов азота. Охлаждать ОГ можно в газоводоохладителях через контактные поверхности.

Поступление кислорода можно осуществлять как подачей из мест хранения его запасов, так и его генерацией в результате химических реакций. При этом хранение газообразного кислорода в баллонах высокого давления или криогенное хранение (использовалось для ВНЭУ ПЛ) является нерентабельным и взрывоопасным, поскольку требует специального оборудования и больших объемов для его размещения. Более целесообразно получать кислород в результате химических реакций. При этом химические продукты — участники реакций могут храниться в твердом состоянии, что резко сни-

жает взрывоопасность системы и занимаемый ею объем. Такие продукты получили название «твердые источники кислорода» (ТИК).

С помощью химических реакций также можно осуществлять поглощение CO_2 .

Накопленный к настоящему времени в ходе проведения многочисленных теоретических и экспериментальных исследований опыт позволил выделить две перспективные принципиальные схемы ВНЭУ на базе ДЭУ СЦ [3, 9].

Первая (рис. 1) — схема с применением ТИК Б-2, гидролизным способом генерации кислорода и последующим поглощением диоксида углерода в растворе продукта разложения Б-2 и охлаждением ОГ [10].

Твердый источник кислорода Б-2 был разработан еще в 50-х годах прошлого века в лаборатории перекисных соединений АН СССР под руководством И.А. Казарновского. Он представляет смесь, состоящую из 85%-ной технической перекиси Na_2O_2 и 15%-ной надперекиси натрия NaO_2 [3].

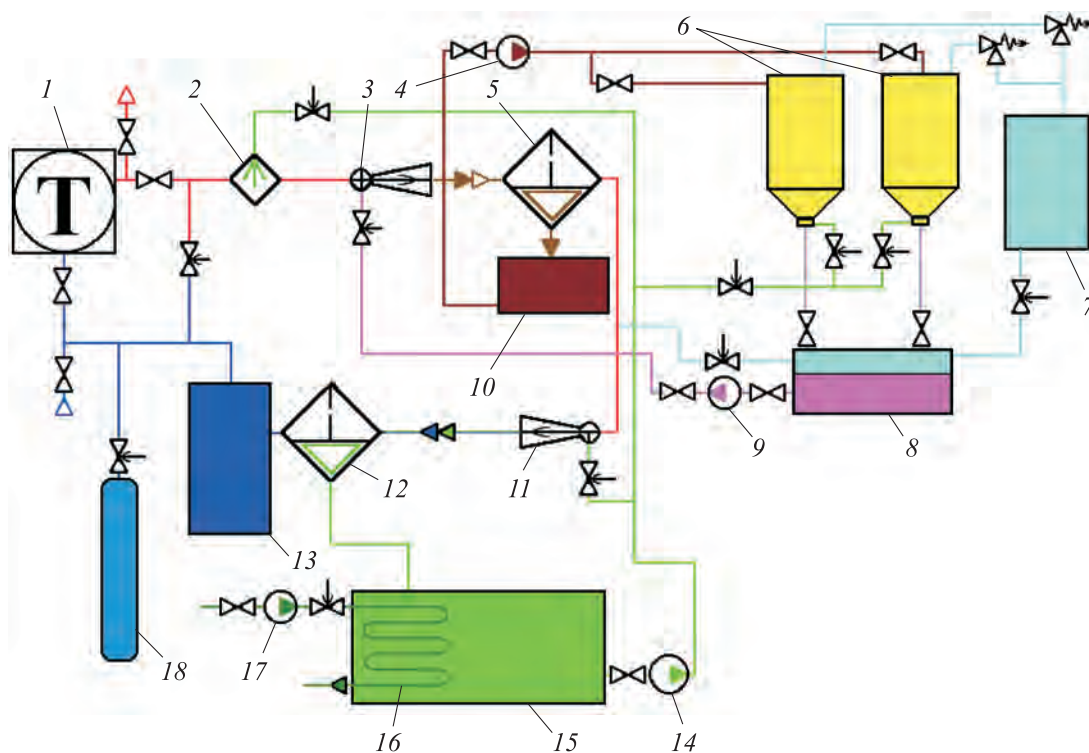
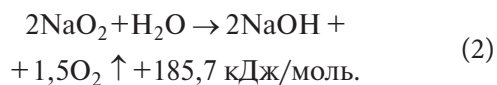
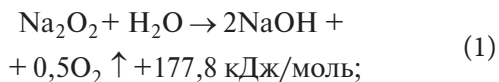


Рис. 1. Принципиальная технологическая схема воздухонезависимой энергетической установки с гидролизным способом генерации кислорода:

1 — дизельный двигатель; 2 — форсуночная камера; 3 — прямоточный распыливающий абсорбер; 4, 9, 14, 17 — насосы для перекачки рабочих сред; 5, 12 — фазовые разделители; 6 — бункеры-реакторы; 7 — ресивер кислорода; 8 — ресивер кислорода и щелочного раствора; 10 — емкость для сбора отработанного раствора; 11 — охладитель-промыватель ИГС; 13 — ресивер ИГС; 15 — емкость запаса воды; 16 — охладитель технологической воды; 18 — баллон запаса инертного наполнителя

Получение кислорода из ТИК Б-2 идет при взаимодействии с водой согласно уравнениям результирующих экзотермических реакций:

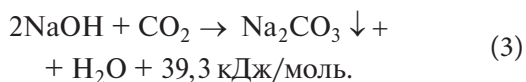


Достоинством данного ТИК является то, что результатом его реакции с водой являются кислород и щелочь, причем количество последней достаточно для поглощения углекислого газа, образующегося при сгорании расчетного количества органического топлива.

Другое несомненное достоинство ТИК Б-2 — его химическая стабильность при длительном хранении в герметичных емкостях (до 25 лет).

К недостаткам Б-2 относятся высокие массогабаритные и стоимостные показатели, а также весьма ограниченный характер его производства (единственное в РФ предприятие-производитель находится в г. Усолье-Сибирское Иркутской области).

Функционирование схемы ВНЭУ (рис. 1) осуществляется следующим образом. ОГ дизеля 1 после предварительного охлаждения в форсуночной камере 2 до температуры 95...100 °С поступают в прямоточный распыливающий абсорбер 3. Абсорбция углекислого газа из ОГ происходит при их взаимодействии с раствором щелочи, подаваемым насосом 9 из ресивера 8. Суммарная реакция процесса имеет вид



Кислород, получаемый в бункерах-реакторах 6 при взаимодействии технической перекиси и надперекиси натрия с водой согласно суммарным реакциям (1), (2), подается в газовый контур из ресивера 8. Окончательная очистка и охлаждение ОГ проводится в охладителе-промывателе 11.

Разделение газовой и жидкой фаз осуществляется в инерционных фазовых разделителях 5, 12. Запас технологической воды содержится в емкости 15, из которой насосом 14 она подается на предварительное охлаждение ОГ, разложение технической надперекиси натрия и на окончательное охлаждение и промывку

газовой смеси. Охлаждение технологической воды происходит в теплообменнике 16. Для компенсации возможного расхода инертного наполнителя предусмотрен его запас в баллоне 18.

Отработавший раствор щелочи собирается в емкости 10 и после опорожнения бункера-реактора перекачивается в него насосом 4. Ресивер кислорода 7 предназначен для сброса избыточного давления в бункерах-реакторах при аварийных режимах, с дальнейшим его использованием в рабочем цикле ВНЭУ.

Технологическая схема ВНЭУ с гидролизным способом генерации кислорода была доведена до действующих экспериментальных образцов ВНЭУ мощностью 10...500 кВт в ходе выполненных ВИТУ по заказам Министерства обороны в 1970–2000-е годы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР).

На рис. 2, 3 представлены экспериментальные образцы ВНЭУ мощностью 10 и 100 кВт, установленные на учебно-экспериментальной базе ВИТУ (в настоящее время ВИ(ИТ) ВА МТО) в п. Приветнинское Ленинградской области.

Результаты проведенных испытаний экспериментальных образцов ВНЭУ подтвердили работоспособность всех технических решений схемы, а также показали возможность длительной устойчивой работы серийных дизелей с на ИГС различного состава во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок.

При этом у всех испытуемых дизелей, функционирующих по СЦ, происходит увеличение удельного расхода топлива b_i на 5...7 % по сравнению с двигателями, работающими на атмосферном воздухе (см. рис. 4). Это объясняется ухудшением условий протекания процессов смесеобразования и сгорания топлива в цилиндрах из-за высокой концентрации трехатомных газов (CO_2 и H_2O), отличающихся по своим физико-химическим свойствам от двухатомного азота, в составе ИГС [3].

Вторая схема (рис. 5) — это схема с применением твердого кислородоносителя на основе хлоратов натрия, термолитным способом генерации кислорода и последующим поглощением диоксида углерода и неконтактным охлаждением отработавших газов.

В 1988 г. РНЦ «Прикладная химия» (г. Санкт-Петербург) был разработан приемлемый альтернативный ТИК-Д, состоящий из смеси хлората

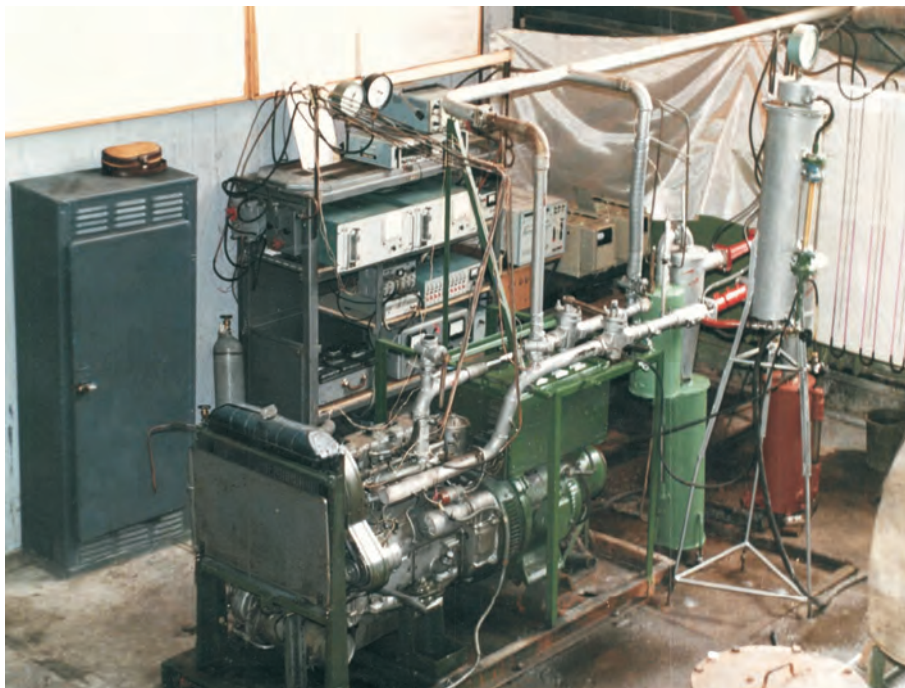


Рис. 2. Экспериментальный образец воздухонезависимой энергетической установки мощностью 10 кВт на базе дизеля 4Ч 8,5/11



Рис. 3. Экспериментальный образец воздухонезависимой энергетической установки мощностью 100 кВт на базе дизеля 6Ч 15/15

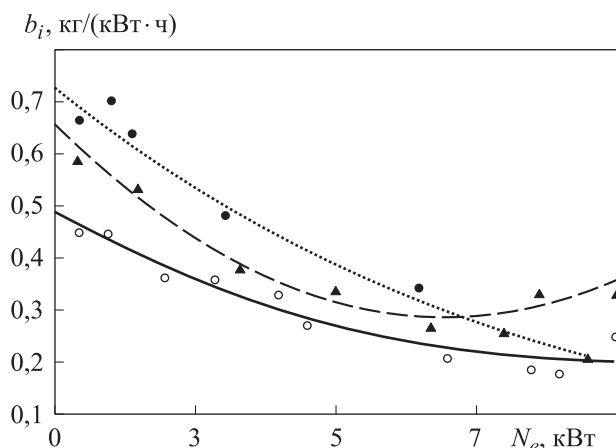
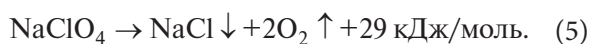


Рис. 4. Нагрузочные характеристики дизеля 4Ч 8,5/11 при работе по обычному (ОЦ) и специальному циклам (СЦ):

b_i — удельный индикаторный расход топлива, N_e — мощность установки, r_i — объемные концентрации i -х газов в ИГС (i означает O_2 , CO_2 , H_2O); —, $\circ$ — ОЦ; —, Δ — СЦ ($r_{O_2} = 0,21...0,31$; $r_{CO_2} + r_{H_2O} < 0,29$); , $\bullet$ — СЦ ($r_{O_2} = 0,23...0,31$; $r_{CO_2} + r_{H_2O} > 0,29$);

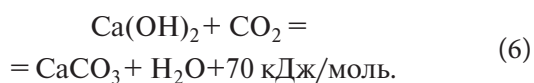
$NaClO_3$ (95 %) и перхлората натрия $NaClO_4$ (5 %), который, в отличие от Б-2 (при прочих равных условиях), не реагирует с водой, устойчив при температурах до 300 °С, менее экзотермичен при выделении кислорода, более дешев и технологичен [2].

Выделение кислорода из таких источников происходит под действием локальной высокой температуры, которая создается с помощью электрического запального устройства, согласно экзотермическим реакциям:



Такой способ генерации кислорода получил название термолизного. В настоящее время РНЦ «Прикладная химия» серийно производит блоки генерации кислорода в широком диапазоне мощностей.

Для поглощения двуокиси углерода в схеме ВНЭУ (рис. 5) используется химический известковый поглотитель $Ca(OH)_2$, который, вступая в реакцию с диоксидом углерода, образует карбонат кальция $CaCO_3$ и воду:



Алгоритм функционирования схемы ВНЭУ (рис. 5) осуществляется следующим образом.

Отработавшие газы дизеля 1 подаются последовательно в теплообменники 2, 3 и сепаратор 4, где охлаждаются до температуры 50 °С и из них удаляется влага, которая собирается в конденсатосборнике 5. Далее поток охлажденных и частично осушенных ОГ разделяется на две части. Первая часть потока ОГ поступает по байпасной линии в смеситель 6, а вторая часть — в адсорберы 7, в которых происходит поглощение двуокиси углерода согласно химической реакции (6). После адсорберов эта часть ОГ с большим содержанием водяных паров и повышенной температурой (70...80 °С) поступает последовательно в теплообменник 8 и сепаратор 9, где происходит охлаждение и конденсация водяных паров и удаление влаги, образовавшейся при адсорбции двуокиси углерода, а также снижение температуры ОГ до 50 °С. Выделившаяся в сепараторе влага собирается в конденсатосборнике 10. ОГ также поступают в смеситель 6. Обе части ОГ образуют в смесителе с кислородом ИГС, которая поступает на выпуск дизеля. Кислород в смеситель 6 подается из блоков генерации кислорода 11, где протекают химические экзотермические реакции (4), (5), после очистки в фильтре 12 и охлаждения в теплообменнике 13 и редуцирования в редукторе 14.

Соотношение между расходами ОГ, подаваемых в смеситель 6 через адсорберы 7 и по байпасной линии, определяется нагрузкой на ДЭУ и концентрацией кислорода на впуске в дизель и регулируется с помощью автоматического клапана.

Расход кислорода регулируется автоматическими клапанами по сигналу датчика расхода 17 в зависимости от расхода топлива или активной мощности ДЭУ. Для удержания концентрации кислорода в норме при динамическом изменении нагрузки (сброс-наброс) используются запасы кислорода в ресиверах 16 и емкости баллонов аварийного сброса 15, которые подключаются к общему трубопроводу через автоматические клапаны.

Во избежание повышенного разрежения на впуске в дизель и повышенной концентрации диоксида углерода (больше 12 % об.) трубопровод ИГС после смесителя 6 сообщается через предохранительный клапан с машинным залом.

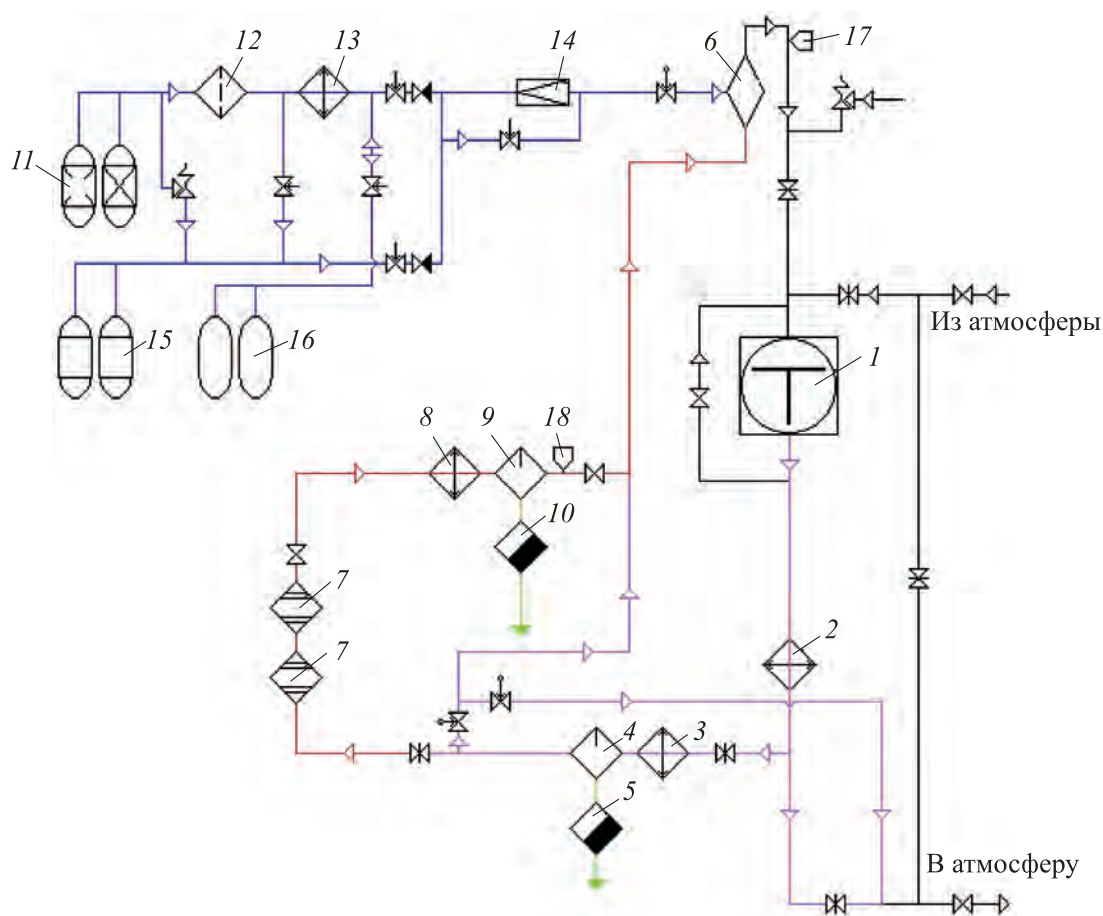


Рис. 5. Принципиальная технологическая схема воздухонезависимой энергетической установки с термолитным способом генерации кислорода:

1 — дизельный двигатель; 2, 3, 8, 13 — теплообменники; 4, 9 — сепараторы; 5, 10 — конденсатосборники; 6 — смеситель; 7 — адсорберы; 11 — блоки генерации кислорода; 12 — фильтр; 14 — редуктор; 15 — баллоны аварийного сброса; 16 — ресиверы; 17 — датчик расхода кислорода; 18 — датчик концентрации CO₂

Для предотвращения повышенного разрежения клапан работает автоматически, а для предотвращения повышенной концентрации CO₂ — как дистанционно управляемый приводной — по сигналу датчика концентрации CO₂ 18.

Технологическая схема ВНЭУ с термолитным способом генерации кислорода была положена в основу опытно-конструкторских работ (ОКР) по созданию ДЭУ СЦ мощностью 1500 кВт (шифр «Атропин-65»), которая выполнялась с 1993 г. согласно Постановления Правительства РФ от 16 декабря 1992 г. № 980-66 главным исполнителем АО «Звезда» (г. Санкт-Петербург) в кооперации с ФГУП «РНЦ «Прикладная химия», АО «31-й Государственный проектный институт специального строительства» и рядом других специализированных организаций [11].

Научное сопровождение ОКР осуществлял ВИТУ. Общая стратегия выполнения ОКР предусматривала создание опытного образца ВНЭУ блочно-модульного типа.

ДЭУ СЦ включает в себя блок дизель-генератора с дизелем 12ЧН 21/21, работающим по специальному циклу, и генератором ГСД-1500-4УХЛ4 (рис. 6) и блок автоматизированной системы подготовки ИГС (АСПИГС) с запасом химических реагентов, обеспечивающих работу ДЭУ СЦ, в течение заданного периода времени. При этом блок АСПИГС состоял из четырех отдельных модулей: модуль генерации кислорода (элементы 11–16 схемы на рис. 5), два модуля охлаждения и осушки ОГ (элементы 2–5 и 7–9 схемы на рис. 5) и модуль поглощения диоксида углерода (элементы 6 схемы на рис. 5).



Рис. 6. Дизель-генератор воздухонезависимой энергетической установки мощностью 1500 кВт на базе дизеля 12ЧН 21/21

В рамках ОКР «Атропин-65» был разработан технический проект ДЭУ СЦ, выполнена доработка серийного дизеля 12ЧН 21/21 для условий функционирования на СО по СЦ, изготовлены и испытаны экспериментальные образцы отдельных модулей АСПИГС, разработана рабочая конструкторская документация на АСПИГС. К сожалению, в силу объективных причин (из-за прекращения государственного финансирования) в 1996 г. ОКР были остановлены, и больше в России к этому важному для обеспечения обороноспособности государства вопросу до настоящего времени не возвращались.

В 70-х годах прошлого века появились первые разработки электрохимических энергетических установок на базе ТЭ.

Топливный элемент — устройство для прямого преобразования химической энергии топлива в электрическую, существенным преимуществом которого является то, что в отличие от гальванических (первичных) элементов и аккумуляторов электроды в ТЭ в процессе выработки электрической энергии не изменяются, так как химические реагенты (топливо и окислитель) в их состав не входят, а подаются в ТЭ в момент его работы от внешних систем хранения [12]. В качестве топлива в ТЭ используется водород, в качестве окислителя кислород или

атмосферный воздух. При работе ТЭ в результате электрохимической реакции вырабатывается электрический ток и образуется вода, которую называют «продуктовой».

Как известно, ТЭ классифицируются по типу ионного проводника (электролита) и по уровню рабочих температур [12]. Несмотря на то что к настоящему времени разработано большое число различных типов ТЭ, практический интерес для создания ВНЭУ СО и ПЛ представляют в основном низкотемпературные ТЭ со щелочным (ТЭЩ) и с твердополимерным электролитом (ТПТЭ) [13].

Топливные элементы не являются конечным рыночным продуктом, поскольку, во-первых, мощность единичного ТЭ достаточна мала, во-вторых, ТЭ не могут функционировать без соответствующей инфраструктуры. Поэтому ТЭ конструктивно оформляются в батареи топливных элементов (БТЭ), которые, в свою очередь, укомплектовываются системами подготовки и подачи топлива и окислителя, отвода продуктов реакции и теплоты, преобразования и коммутации электроэнергии и оформляются в электрохимические генераторы (ЭХГ) и энергетические установки (ЭЭУ).

ВНЭУ на базе ТЭ для ПЛ начали разрабатываться также в 70-х годах прошлого века в стра-

нах НАТО [14–16] и в СССР [17]. Первоначально до середины 1990-х годов разрабатывались ВНЭУ на базе ТЭЩ с криогенными системами хранения кислорода и хранением водорода в интерметаллидных накопителях (рис. 7). Причем, если в нашей стране остановились на создании опытного образца ВНЭУ первого поколения (ЭУ «Кристалл-20») мощностью 130 кВт для ПЛ «Пиранья» (проектант — Санкт-Петербургское морское бюро машиностроения «Малахит» имени академика Н.Н. Исанина) и разработке технического проекта ВНЭУ второго поколения (ЭУ «Кристалл-27») для ПЛ «Лада» (проектант — ЦКБ «Рубин»), отличающейся от ЭЭУ первого поколения (ЭУ «Кристалл-20») большей мощностью, более совершенными техническими решениями и улучшенными основными характеристиками [17], то в Германии аналогичные разработки были доведены до серийных образцов. В настоящее время в составе военно-морских сил ФРГ находится 6 единиц ПЛ проекта 212, еще 4 единицы ПЛ этого проекта находятся в составе ВМС Италии. Все указанные ПЛ оснащены комбинированной энергоустановкой, включающей ВНЭУ на базе ТЭ [16].

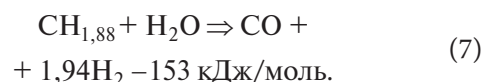
С конца 1990-х годов разработчики ВНЭУ для ПЛ и в России, и за рубежом вместо ТЭЩ стали использовать ТПТЭ, которые имеют ряд преимуществ (более технологичны при изготовлении, не требуют обслуживания в период хранения, готовы к приему нагрузки без продолжительных предварительных технологических операций) [17].



Рис. 7. Опытный образец интерметаллидного накопителя водорода, разработанный ОАО «Специальное конструкторское бюро котлостроения» (г. Санкт-Петербург)

Анализ технологий промышленного получения водорода [18] показывает перспективность и экономичность реализации технологии получения водорода из углеводородных топлив в составе самого объекта использования — ВНЭУ на базе ТЭ.

По данным [14], фирма DCNS (Франция), являющаяся крупнейшей компанией военного кораблестроения в Европе и главным поставщиком боевых кораблей для военно-морских сил Франции и ряда других стран, с целью совершенствования инновационного прорыва и опережения своих конкурентов в 2003 г. приступила к разработке ВНЭУ на базе ТПТЭ второго поколения FC-2G с производством водорода на борту из традиционного дизельного топлива путем его паровой конверсии, суммарное уравнение которой описывается эндотермической реакцией



Разработки фирмы DCNS велись в режиме полной секретности до 2014 г., в результате чего была смонтирована и затем исследована полномасштабная береговая модель (рис. 8), по своему составу и основным схемно-конструктивным и техническим решениям полностью имитирующая ВНЭУ FC-2G. В настоящее время такие ВНЭУ рекомендованы разработчиком к установке на ПЛ «Scorpene» [14].

Аналогичные разработки ВНЭУ с использования жидкого углеводородного топлива для производства водорода на борту ПЛ начались в России в 1996 г. в ОАО «Специальное конструкторское бюро котлостроения (СКБК)» (в настоящее время филиал «Центральный научно-исследовательский институт судовой электротехники (ЦНИИ СЭТ)» Крыловского государственного научного центра (КГНЦ) [17]. Еще до начала 2000-х годов специалистами ОАО «СКБК» под руководством В.Б. Авакова были разработаны новые технические решения по созданию моноблочного конвертора углеводородного топлива с отбором водорода из зоны реакции, обеспечивающего при минимальных габаритах получение в одну стадию чистого водорода (около 99,999 %) с КПД процесса конверсии, близкого к 80 %, против 60...62 % при химических и физико-химических методах очистки водородсодержащего синтез-газа от остаточного оксида



Рис. 8. Действующая модель воздухонезависимой энергетической установки фирмы DCNS (Франция)

углерода [19]. К сожалению, из-за нестабильной ситуации в стране, данные технические решения так и не были реализованы отечественной промышленностью. Предложенные несколько десятилетий назад решения начали осуществляться в филиале ЦНИИ СЭТ ФГУП «КГНЦ» в 2010–2019 гг. Результаты этих работ подробно изложены в литературе, например, [13, 19, 20], и представляют существенный интерес для САЭ СО с учетом уже упомянутых ранее различий в стратегиях использования АИЭ на СО и ПЛ.

В настоящее время в ходе выполнения ряда НИР в интересах Минобороны РФ в Военном институте (Железнодорожных войск и военных сообщений) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва разработана новая перспективная схема ВНЭУ на базе ТПТЭ для САЭ СО (рис. 9), в которой продуктовая вода из ТПТЭ используется и для паровой конверсии дизельного топлива в водородосодержащий газ, и для получения кислорода из ТИК Б-2 гидролизным способом [21].

Алгоритм функционирования схемы ВНЭУ (рис. 9) осуществляется следующим образом. В БТЭ 1 поступает кислород из генератора 4 и водород из интерметаллидного накопителя 18. В результате электрохимической реакции в БТЭ 1 вырабатывается электрический ток, образуется

продуктовая вода, которая собирается в емкости 2. Из емкости 2 вода насосом 3 подается в генератор кислорода 4, куда также из емкости 5 поступает ТИК Б-2. В генераторе 4 происходит образование газообразного кислорода и водного раствора щелочи согласно результирующим экзотермическим реакциям (1), (2).

Образовавшийся кислород поступает в БТЭ 1 и в камеру сгорания 13 термохимического топливного конвертора (ТТК) 14, а водный раствор щелочи - в нейтрализатор 7. Реакционная вода из емкости 2 насосом 3 также подается в теплообменник 17 и испаритель 10, где превращается в пар, который поступает в ТТК 14. В ТТК 14 также насосом 12 подается подогретое в теплообменнике 16 дизельное топливо. В ТТК 14 при температуре 300...400 °С происходит паровая конверсия дизельного топлива согласно результирующей эндотермической реакции (7), в результате которой образуется синтез-газ — смесь H_2 и СО, которая поступает в диффузионный отделитель водорода 15 с палладиевой мембраной, которая селективно пропускает H_2 в накопитель 18. При этом СО поступает в камеру сгорания 13. Камера сгорания 13 обеспечивает поддержание температуры 300...400 °С в реакционной зоне ТТК 14 за счет сгорания СО, а также части дизельного топлива при запуске установки.

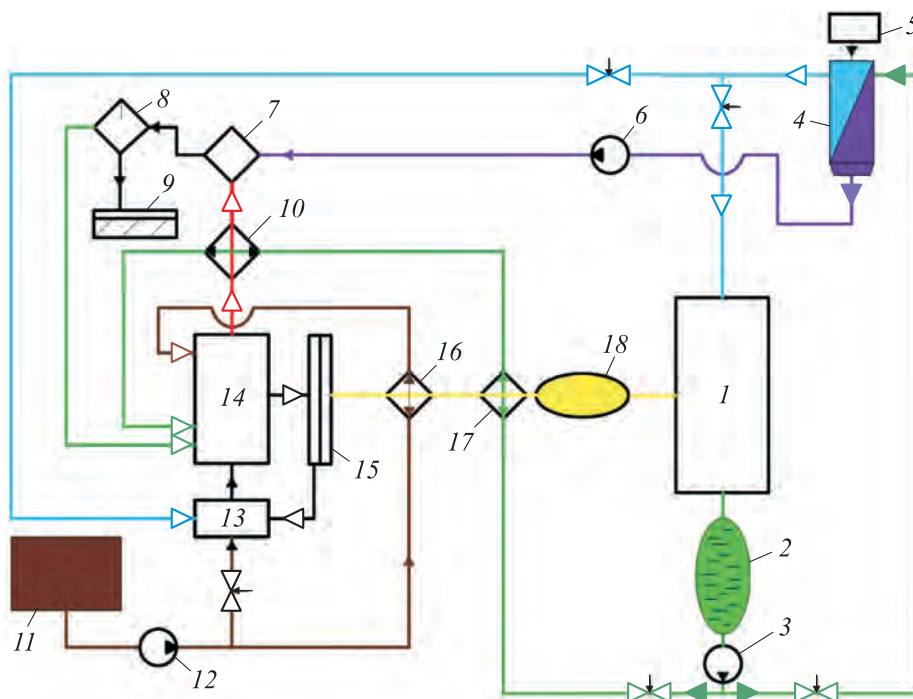


Рис. 9. Принципиальная технологическая схема воздухонезависимой энергетической установки с твердополимерными топливными элементами:

1 — батареи топливных элементов (БТЭ); 2 — емкость сбора реакционной воды; 3, 6, 12 — насосы; 4 — генератор кислорода; 5 — емкость запаса твердого кислородосодержащего продукта; 7 — нейтрализатор углекислого газа; 8 — сепаратор-отделитель жидкой и твердой фазы; 9 — накопитель продуктов нейтрализации; 10, 16, 17 — теплообменники; 11 — резервуар запаса дизельного топлива; 13 — камера сгорания с горелочным устройством; 14 — термохимический топливный конвертер (ТТК); 15 — диффузионный отделитель водорода (ДОВ); 18 — накопитель водорода

В камере сгорания 13 СО сгорает и превращается в CO_2 . Продуктами полного сгорания дизельного топлива $\text{C}_{11}\text{H}_{24}$ являются CO_2 и пары H_2O . Все продукты сгорания поступают в теплообменник-испаритель 10, где охлаждаются, нагревая и испаряя воду. Далее охлажденные продукты сгорания поступают в нейтрализатор 7, куда насосом 6 подается водный раствор щелочи. В нейтрализаторе 7 происходит поглощение CO_2 согласно результирующей экзотермической реакции (3). Далее газожидкостная смесь поступает в сепаратор-отделитель 8, где из нее отделяется твердая и жидкая фазы (смесь Na_2CO_3 , H_2O и другие примеси), которые отводятся в накопитель 9.

В таблице представлены укрупненные удельные показатели технико-экономической эффективности по расходам и запасам рабочих сред вариантов технологических схем ВНЭУ на базе ДЭУ СЦ с термолитным (см. рис. 5) и гидролизным (см. рис. 1) способами генерации кислорода и ЭХГ с ТПТЭ (см. рис. 9).

Как видно из таблицы, вариант 3 ВНЭУ на базе ЭХГ с ТПТЭ имеет минимальные по сравнению с другими вариантами удельные расходы рабочих сред и удельные тепловыделения, что делает его применение в САЭ СО наиболее перспективным.

На основе выполненных исследований можно сделать следующие основные выводы.

1. Наиболее рациональным способом решения проблемы повышения живучести САЭ СО военной инфраструктуры при воздействии поражающих факторов современного оружия является перевод их АИЭ на работу в условиях полной или частичной изоляции ГВТ от атмосферы, т. е. разработка ВНЭУ, функционирующих по СЦ.

2. С учетом различия стратегий использования АИЭ для ПЛ и СО, для последних в 90-х годах прошлого века были разработаны две технологические схемы ВНЭУ на базе ДЭУ СЦ, использующих для генерации кислорода ТИК, одна из которых была доведена до экспериментальных образцов ВНЭУ различной мощности,

Сравнительные характеристики вариантов ВНЭУ

Показатель	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Автономный источник энергии (АИЭ)	ДЭУ с дизелем 12ЧН 21/21	ДЭУ с дизелем 12ЧН 21/21	ЭХГ с ТПТЭ
Номинальная мощность, кВт	1500	1500	1500
Время ввода установки в действие, с	240	15	15
Тип генератора кислорода	Термолизный	Гидролизный	Гидролизный
Удельный расход окислителя (кислорода), кг/(кВт·ч)	0,83	0,83	0,52
Удельный расход ТИК, кг/(кВт·ч)	2,12	2,48	1,76
Удельный расход водорода, кг/(кВт·ч)	–	–	0,05
Удельный расход дизельного топлива, кг/(кВт·ч)	0,25	0,25	0,18
Удельный расход технологической воды, кг/(кВт·ч):			
– для получения O_2	–	0,94	0,33
– на паровую конверсию	–	–	0,18
Удельный расход продуктовой воды на выходе из ЭХГ, кг/(кВт·ч)	–	–	0,45
Удельный расход CO_2 , кг/(кВт·ч)	0,8	0,8	0,62
Удельный расход поглотителя CO_2 , кг/(кВт·ч)	2,38	–	–
Удельный расход продуктов нейтрализации, кг/(кВт·ч)	1,41	1,85	1,33
Удельное тепловыделение от СПИГС, МДж/(кВт·ч)	10,55	14	10,07
Удельное тепловыделение от АИЭ, МДж/(кВт·ч)	6,92	6,92	6,0
Удельный расход охлаждающей воды установки, кг/(кВт·ч)	416	498	382
Удельные затраты электроэнергии на привод вспомогательного оборудования (кВт·ч)/(кВт·ч)	0,09	0,19	0,2
Срок службы оборудования (кроме АИЭ), лет	25	20	20
Срок службы АИЭ, лет	12,5	12,5	20

прошедших всесторонние испытания на стендах ВИТУ.

3. На основе достижений научно-технического прогресса в области ВНЭУ на базе ТЭ разработана новая технологическая схема ВНЭУ, в которой в качестве окислителя используется кислород, получаемый гидролизным способом

из ТИК, а в качестве топлива — водород, получаемый путем паровой конверсии дизельного топлива.

4. На основе анализа удельных показателей всех рассмотренных технологических схем ВНЭУ сделаны выводы о перспективности новой схемы.

Литература

- [1] Хрусталёв Е.Ю., Данилов А.Ю. Состав, структура, состояние и перспективы использования объектов военной инфраструктуры. *Национальные интересы: приоритеты и безопасность*, 2013, т. 9, № 24 (213), с. 25–31.
- [2] Залманов Л.Р. Особенности работы дизель-электрических установок специальных объектов. Санкт-Петербург, ВИТУ, 2008, 156 с.
- [3] Агафонов А.Н. Работа дизелей в условиях функционирования по специальным циклам. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2005, 318 с.
- [4] Сайданов В.О. Анализ номенклатуры, технического состояния и опыта эксплуатации ДГУ на объектах военной инфраструктуры. *Двигателестроение*, 2015, № 4 (262), с. 8–9.
- [5] Дядик А.Н., Замуков В.В., Дядик В.А. Корабельные воздухознезависимые энергетические установки. Санкт-Петербург, Судостроение, 2006, 424 с.
- [6] Баданин В.А. Подводные лодки с единым двигателем. Санкт-Петербург, Гангут, 1998, 287 с.
- [7] Чернышов Е.А., Романова Е.А., Романов А.Д. Развитие воздухознезависимых энергетических установок подводных лодок. *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова*, 2015, № 5 (33), с. 140–152.
DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2015-7-5-140-152>
- [8] Кривов В.Г. На рубежах военной энергетики. Санкт-Петербург, ВИТУ, 1999, 476 с.
- [9] Кривов В.Г., Сайданов В.О., Дружинин П.В., Прутчиков И.О. Автономные энергоэффективные установки на базе ДВС. Научные разработки и практический опыт использования. *Двигателестроение*, 2012, № 2 (248), с. 6–9.
- [10] Пялов В.Н., Остапенко В.А., Журавлев А.А. и др. Энергетическая установка замкнутого цикла и способ управления ее работой. Патент № 2163976 Российская Федерация, 2001, бюл. № 7, 14 с.
- [11] Терехин А.Н., Кулагин А.В., Щербаков А.В., Попов М.А. Анализ существующих схемных решений анаэробных энергоустановок с двигателями внутреннего сгорания. *Военный инженер*, 2022, № 1 (23), с. 48–56.
- [12] Сайданов В.О., Михайлов А.К., Ландграф И.К. Энергетические установки на базе топливных элементов. *Новости электротехники*, 2007, № 5 (47), с. 2–5; 2007, № 6 (48), с. 27–29.
- [13] Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов. *Двигателестроение*, 2017, № 4 (270), с. 25–34; 2018, № 1 (271), с. 27–30.
- [14] Groizeleau V. DCNS releve le defi des piles a combustible de seconde generation. *Mer et Marine*. URL: <https://www.meretmarine.com/fr/content/submarines-dcns-unveils-fuel-cell-aip> (accessed 29.07.2022).
- [15] J. de-Troya J., Alvarez C., Fernandez-Garrido C., Carral L. Analysing the Possibilities of Using Fuel Cells in Ships. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, vol. 41, pp. 2853–2866.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.11.145>
- [16] Mayor-Hilsem D., Zimmermann R. A Review of Fuel Cells and Their Military Applications. *Energy Security: Operational Highlights*, 2019, no. 12, pp. 21–31.
- [17] Аваков В.Б., Хайров Д.А., Ландграф И.К. и др. Межвидовой подход к разработке и внедрению энергоустановок на топливных элементах. *Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова*, 2016, № 94 (378), с. 149–162.
- [18] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 3–20.
- [19] Живулько С.А., Аваков В.Б., Ландграф И.К. Некоторые особенности проектирования и отработки моноблочного конвертора углеводородного топлива с отбором водорода из зоны реакции. *Топливные элементы и энергоустановки на их основе: VI всеросс. конф. с международным участием: сб. тр.*, Черноголовка, ИФТТ РАН, 2019, с. 52–54. DOI: <https://doi.org/10.26201/ISSP.2019/FC.71>
- [20] Аваков В.Б., Хайров Д.А., Ландграф И.К. и др. Разработка моноблочного конвертора углеводородного топлива с отбором водорода из зоны реакции. *Труды Крыловского государственного научного центра*, 2017, № 2 (380), с. 111–120. DOI: <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2017-2-380-111-120>
- [21] Сайданов В.О., Савчук Н.А., Ландграф И.К., Бут К.П. Энергетическая установка замкнутого цикла с твердополимерными топливными элементами. Патент № 2774852 Российская Федерация, 2022, бюл. № 18.

References

- [1] Khrustalev E.Yu., Danilov A.Yu. Composition, structure, state and prospects for the use of military infrastructure facilities. *National Interests: Priorities and Security*, 2013, vol. 9, no. 24 (213), pp. 25–31 (in Russ.).
- [2] Zalmanov L.R. *Osobennosti raboty dizel'-elektricheskikh ustanovok spetsial'nykh ob'ektov* [Features of the Operation of Diesel-Electric Installations of Special Facilities]. Sankt-Petersburg, VITU publ., 2008, 156 p. (In Russ.).
- [3] Agafonov A.N. *Rabota dizeley v usloviyakh funktsionirovaniya po spetsial'nyim tsiklam* [The Operation of Diesel Engines in the Conditions of Operation According to Special Cycles]. Sankt-Petersburg, Politekh. Un-t publ., 2005, 318 p. (In Russ.).
- [4] Saydanov V.O. Diesel-generators of Military Facilities: Analysis of Nomenclature, Technical State and Field Experience. *Engines Construction*, 2015, no. 4 (262), pp. 8–9 (in Russ.).
- [5] Dyadik A.N., Zamukov V.V., Dyadik V.A. *Korabel'nye vozdukhonezavisimye energeticheskie ustanovki* [Ship Air-independent Power Plants]. Sankt-Petersburg, Sudostroenie publ., 2006, 424 p. (In Russ.).
- [6] Badanin V.A. *Podvodnye lodki s edinyim dvigatelem* [Submarines with a Single Engine]. Sankt-Petersburg, Gangut publ., 1998, 287 p. (In Russ.).
- [7] Chernyshov E.A., Romanova E.A., Romanov A.D. Development of Airindependent Power Stations of Submarines. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2015, no. 5 (33), pp. 140–152 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2015-7-5-140-152>
- [8] Krivov V.G. *Na rubezhakh voennoy energetiki* [On the Frontiers of Military Energy]. Sankt-Petersburg, VITU publ., 1999, 476 p. (In Russ.).
- [9] Krivov V.G., Saydanov V.O., Druzhinin P.V., Prutichikov I.O. Autonomous High-efficiency Engine-driven Power Plants. Research & Practical Experience. *Engines Construction*, 2012, no. 2 (248), pp. 6–9 (in Russ.).
- [10] Pyalov V.N., Ostapenko V.A., Zhuravlev A.A. et al. *Energeti-cheskaya ustanovka zamknutogo tsikla i sposob upravleniya ee rabotoy* [Closed Cycle Power Plant and Method for Controlling its Operation]. Patent no. 2163976 Russian Federation, 2001, byul. no. 7, 14 p. (In Russ.).
- [11] Terekhin A.N., Kulagin A.V., Shcherbakov A.V., Popov M.A. Analysis of Existing Circuit Solutions for Anaerobic Power Plants with Internal Combustion Engines. *Voennyi inzhener*, 2022, no. 1 (23), pp. 48–56 (in Russ.).
- [12] Saydanov V.O., Mikhaylov A.K., Landgraf I.K. Fuel Cell Power Plants. *Novosti elektrotehniki*, 2007, no. 5 (47), pp. 2–5; 2007, no. 6 (48), pp. 27–29 (in Russ.).
- [13] Saydanov V.O., Landgraf I.K., Kasatkin M.A. Power Plants with Fuel Cells. *Engines Construction*, 2017, no. 4 (270), pp. 25–34; 2018, no. 1 (271), pp. 27–30 (in Russ.).
- [14] Groizeleau V. *Submarines: DCNS Unveils Fuel Cell AIP. Sea and Navy*. Available at: <https://www.meretmarine.com/fr/content/submarines-dcns-unveils-fuel-cell-aip> (accessed 29.07.2022) (in Fr.).
- [15] de-Troya J., Alvarez C., Fernandez-Garrido C., Carral L. Analysing the Possibilities of Using Fuel Cells in Ships. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, vol. 41, pp. 2853–2866. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.11.145>
- [16] Mayor-Hilsem D., Zimmermann R. A Review of Fuel Cells and Their Military Applications. *Energy Security: Operational Highlights*, 2019, no. 12, pp. 21–31.
- [17] Avakov V.B., Khayrov D.A., Landgraf I.K. et al. Cross-industry Approach to Development and Implementation of Fuel-cell Powerplants. *Transactions of the Krylov Shipbuilding Research Institute*, 2016, no. 94 (378), pp. 149–162 (in Russ.).
- [18] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 3–20 (in Russ.).
- [19] Zhivul'ko S.A., Avakov V.B., Landgraf I.K. Nekotorye osobennosti proektirovaniya i otrabotki monoblochnogo konvertora uglevodorodnogo topliva s otborom vodoroda iz zony reaktsii [Some Design and Development Peculiarities of the Monoblock Converter for the Hydrocarbon Fuel with Hydrogen Extraction from the Reaction Zone]. *Toplivnye elementy i energoustanovki na ikh osnove: VI vseross. konf. s mezhdunarodnym uchastiem: sb. tr.* [The Sixth All-Russian Conference “Fuel Cells And Power Plants Based On Them”]. Chernogolovka, IFTT RAN publ., 2019, pp. 52–54 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.26201/ISSP.2019/FC.71>
- [20] Avakov V.B., Khayrov D.A., Landgraf I.K. et al. Development of the Monoblock Converter for the Hydrocarbon Fuel with Hydrogen Extraction from the Reaction Zone. *Transactions of the Krylov State Research Centre*, 2017, no. 2 (380), pp. 111–120 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2017-2-380-111-120>
- [21] Saydanov V.O., Savchuk N.A., Landgraf I.K., But K.P. *Energeticheskaya ustanovka zamknutogo tsikla s tverdogopolimernymi toplivnymi elementami* [Closed Cycle Power Plant with Solid Polymer Fuel Cells]. Patent no. 2774852 Russian Federation, 2022, byul. no. 18 (in Russ.).

Материалы получены редакцией 20.10.2022

Сведения об авторе

Сайданов Виктор Олегович — доктор технических наук, профессор. Военный институт (Железнодорожных войск и военных сообщений) ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулёва». E-mail: saidanov_viktor@mail.ru

Information about the author

Saidanov Viktor Olegovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Military Institute (Railway Troops and Military Communications), FSGMEI of HE “Military Academy of Logistics named after General of the Army A.V. Khrulyov”. E-mail: saidanov_viktor@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сайданов В.О. Воздухонезависимые энергетические установки для специальных объектов военной инфраструктуры и перспективы их развития. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 3–18.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.3-18>

Citation:

Saidanov V.O. Air-independent Power Plants for Special Military Infrastructure Facilities and Prospects for their Development. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 3–18 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.3-18>

К проблеме топливно-энергетического сбережения на транспорте

А.А. Скворцов¹, В.М. Фомин¹, С.А. Алиев²

¹ Московский политехнический университет

² Дагестанский государственный аграрный университет имени М.М. Джембулатова

On the Problem of Fuel and Energy Saving in Transport

A.A. Skvortsov¹, V.M. Fomin¹, S.A. Aliev²

¹ Moscow Polytechnic University

² Dagestan State Agricultural University named after M.M. Dzhambulatov

Актуальность статьи обусловлена необходимостью экономного расходования топлива на транспорте. В качестве эффективного средства для улучшения показателей топливной экономичности энергетических силовых установок с двигателями внутреннего сгорания рассмотрена утилизация энергии отработавших газов. Теоретически изучен, экспериментально проверен и предложен к практическому применению новый метод регенерации отходящей тепловой энергии энергоустановок наземного транспорта. Метод заключается в конверсии спиртовых видов топлива с использованием теплоты отработавших газов двигателя с получением синтез-газа — смеси водорода и монооксида углерода. Обоснован выбор метанола в качестве указанного спиртового топлива. Содержащийся в синтез-газе водород является активирующим реагентом процесса сгорания, что способствует повышению эффективности этого процесса. Показано, что реализация этого метода позволяет не только повысить топливную экономичность двигателя внутреннего сгорания, но и улучшить показатели токсичности его отработавших газов.

Ключевые слова: комбинированная силовая установка, двигатель внутреннего сгорания, утилизация энергии отработавших газов, метанол, синтез-газ, топливная экономичность, токсичность отработавших газов, активирующий реагент, химическая энергия топлива

Relevance of the article is due to the need for economical use of fuel in transport. Utilization of the exhaust gas energy is considered as an effective means in improving the fuel efficiency indices of power plants with the internal combustion engines. A new method of the waste thermal energy regeneration of the ground transport power plants was theoretically studied, experimentally tested and proposed for practical implementation. The method consists in conversion of the alcohol fuels using the heat of the engine exhaust gases to obtain the synthesis gas, i.e. a mixture of hydrogen and carbon monoxide. Selection of methanol as the indicated alcohol fuel was substantiated. Hydrogen contained in the synthesis gas is an activating agent in the combustion process, which improves efficiency of this process. It is shown that implementation of this method allows not only to increase fuel efficiency of the internal combustion engine, but also to improve the toxicity indices of its exhaust gases.

Keywords: combined power plant, internal combustion engine, exhaust gas energy utilization, methanol, synthesis gas, fuel efficiency, exhaust gas toxicity, activating agent, fuel chemical energy

Введение

Основными эксплуатационными показателями двигателей внутреннего сгорания (ДВС) транспортного назначения остаются показатели их топливной экономичности [1–3]. Необходимость экономного расходования топлива на транспорте обусловлена продолжающимся истощением мировых запасов нефти, повышением цен на

нефтепродукты и ростом выбросов в атмосферу основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа) CO_2 [4–6]. Показатели топливной экономичности ДВС тесно связаны с показателями токсичности отработавших газов (ОГ) — выбросами в атмосферу продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода CO , легких несгоревших углеводородов CH_x , сажи (углерода) C [7–10].

Основной причиной недостаточно высокой топливной экономичности ДВС является отвод с ОГ энергии, образующейся при сгорании топлива, в систему охлаждения двигателя (в охлаждающую воду), в смазывающее масло [5, 11]. В современных форсированных ДВС значительная часть энергии сжигаемого топлива отводится с ОГ. При этом температура ОГ форсированных ДВС достигает 1000 °С [5].

Энергия, уносимая с ОГ энергетической установки (ЭУ) транспортного средства, определяет долю химической энергии топлива, не реализованную в работу в рабочем цикле ЭУ. Если учесть, что в ряде случаев потери теплоты с ОГ составляют до 50 % химической энергии потребляемого топлива, то этот аспект проблемы топливно-энергетического сбережения заслуживает самого пристального внимания. Представляется целесообразным полезно использовать хотя бы часть этой теплоты для минимизации тепловых потерь рабочего цикла ЭУ.

Одним из перспективных направлений, связанных с использованием вторичной теплоты ОГ, является применение утилизационных средств. В существующих технологических схемах утилизации энергетического потенциала этих газов стационарных и авиационных ЭУ используют теплообменные регенераторы и рекуператоры. Известны способы регенерации теплоты, используемые в крупных стационарных установках, на основе применения котлов-утилизаторов или других средств [11, 12]. Все эти технологические приемы утилизации отходящей теплоты и высокие массогабаритные показатели технических средств, используемых для ее реализации, ограничивают возможности их практического применения на наземных мобильных средствах.

В современных ЭУ наземных транспортных средств некоторая часть энергии газового потока на выходе из двигателя преобразуется в работу в турбинных ступенях агрегатов наддува, но значительная часть этой энергии остается не реализованной. Известны попытки по разработке для транспортных ЭУ утилизационных контуров, работающих по циклу Ренкина [13], которые, однако, не нашли практического применения вследствие технологической сложности и низкой эффективности.

Сказанное выше обуславливает целесообразность разработки на принципиально но-

вой технологической основе более приемлемых для транспорта систем утилизации теплоты ОГ. Работы в направлении поиска приемлемых утилизационных средств для ЭУ наземных транспортных средств априори должны развиваться по пути создания эффективных и максимально компактных систем. В общем виде для эффективного преобразования энергетического потенциала отходящей теплоты ЭУ в полезную работу желательно создать условия, при которых наибольшая часть этой теплоты могла бы быть повторно использована в рабочем цикле ЭУ, предельно минимизируя тем самым тепловые потери цикла и, как следствие, обуславливая экономию потребляемого топлива.

Термохимическая регенерация отходящей теплоты

С учетом этой целевой направленности исследования и предложена энерготехнологическая схема, основанная на способности некоторых жидких углеводородов конвертироваться в новый вид энергоносителя с более высоким энергетическим потенциалом по отношению к исходному продукту. Подобная схема обладает наиболее важными преимуществами перед другими схемами утилизации. В ходе термохимического преобразования (конверсии) исходного углеводородного продукта получают смесь газов: монооксида углерода и водорода, так называемый синтез-газ, с более высокими показателями теплоты сгорания. Механизм проявления данного эффекта еще не нашел своего детального отражения в современной теории и практике энергомашиностроения. Поэтому рассмотрим этот вопрос более подробно.

С точки зрения энергетической целесообразности, конверсию желательно организовать при относительно невысоком уровне температуры, применяя для этого компактную конверсионную структуру с каталитически активной средой, что позволит использовать в качестве греющего теплоносителя ОГ ЭУ, т. е. организовать конверсионный процесс непосредственно на борту транспортных средств без дополнительных источников теплоты. При использовании конвертированного газообразного продукта в качестве топлива с повышенной теплотворной способностью повышаются энергетические и эффективные показатели ЭУ, ее топливная экономичность. Кроме того, присутствие в топливной смеси во-

дорода, служащего активирующим реагентом процесса сгорания, может способствовать повышению экологических качеств ЭУ [14].

Такая энерготехнологическая схема утилизации позволяет использовать целый ряд коммерческих углеводородных энергоносителей, в том числе альтернативных, способных к реализации эффективных реакций термокаталитической конверсии с выходом энергоемкого целевого продукта. Для термокаталитической конверсии характерна не только высокая степень утилизации отводимой теплоты, но и усовершенствованные кинетические и токсические показатели сгорания производимого топливного продукта — синтез-газа. В современных энергосберегающих технологиях транспорта подобные эффективные и компактные системы до сих пор еще не нашли своего практического применения.

Поскольку предложенный вариант энерготехнологической схемы утилизации вторичных энергетических ресурсов ЭУ предполагает необходимость организации процесса эндотермической конверсии (термохимического преобразования) исходного энергоносителя, он был назван *термохимической регенерацией отходящей теплоты* (ТХРОТ).

Концепция подобного вида утилизации отходящей теплоты ЭУ разработана на базе фундаментальных положений термохимии и может быть реализована в условиях эксплуатации любого вида энергетической установки транспортного средства. В ее основе лежит закон сохранения энергии, который в термохимии интерпретируется как закон Гесса и его следствия.

Согласно этому закону, эффективность ТХРОТ напрямую зависит от химической природы исходного энергоносителя, которая определяет энергетический показатель эндотермического эффекта системы реакций его конверсии. Понятно, что этот показатель эквивалентен количеству теплоты, отбираемой от внешнего источника (греющего теплоносителя), затрачиваемой на осуществление конверсионного процесса и идущей на повышение энергетического потенциала целевого продукта реакций конверсии.

Проиллюстрируем это на примере конверсии альтернативных спиртовых видов топлив, в частности, метилового спирта (метанола), который уже относительно давно используется в качестве частичного заменителя или основного вида топлива для транспорта (см. таблицу) [15, 16].

Теплота сгорания метанола 19 670 кДж/кг. Теплота сгорания газообразных продуктов его термохимической конверсии (синтез-газа) 23 870 кДж/кг. Таким образом, при сгорании 1 кг этих синтезированных продуктов, полученных из такой же массы жидкого метанола, высвобождается дополнительная тепловая энергия, накопленная в процессе эндотермического конвертирования спиртового топлива, равная 4 200 кДж/кг. Следовательно, в реальных условиях рабочего цикла ЭУ 21,4 % располагаемой энергии ОГ, утилизируемой для организации эндотермического цикла конверсии метанола, может быть возвращено в рабочий цикл ЭУ и преобразовано в дополнительную работу.

Целью предлагаемого исследования является оценка эффективности метода регенерации отходящей тепловой энергии энергоустановок

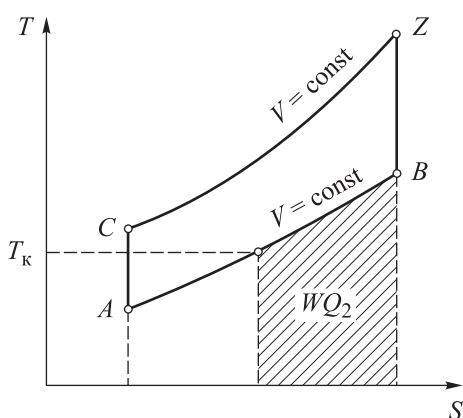
Характеристики энергоносителей для получения синтез-газа

Сырье	Стоимость*, долл. США/кг	Энтальпия сгорания, кДж/кг	Температура конверсии, К	Объемное содержание в смеси, %	
				H ₂	CO
Метан	0,05–0,10	–50,1	1000	76,0	17,3
Пропан	0,4–0,8	–46,5	700	74,0	7,2
Бутан	0,5–0,9	–45,7	700	74,0	9,3
Октан	0,6–0,8	–44,7	>1000	70,8	20,4
Метанол	0,15–0,25	–19,7	570	74,4	4,3
Этанол	0,2–0,3	–26,8	600	73,2	4,3
Диметиловый эфир	0,6–1,0	–28,8	570	74,4	4,2
* В ценах 2010 г.					

наземного транспорта, основанный на утилизации теплоты ОГ путем конверсии (разложения) метанола с получением синтез-газа и подачи его в цилиндры двигателя.

Эффективность термохимической регенерации отходящей теплоты

Применение систем предварительного химического преобразования топлива позволяет повысить эффективность его использования, но в рамках определенных ограничений. Покажем это на примере ЭУ, рабочий цикл которой реализован по классическому циклу Отто (см. рисунок).



T-S-диаграмма цикла Отто с термохимической регенерацией отходящей теплоты

На диаграмме теплота, регенерируемая (возвращенная) в цикл WQ_2 , отображена как часть общей отходящей теплоты Q_2 , где W — степень регенерации:

$$W = \frac{Q_p}{Q_2},$$

здесь $Q_p = M_2 \mu C_v (T_B - T_k)$ — количество теплоты, регенерируемой в цикл; $Q_2 = M_2 \mu C_v \times (T_B - T_A)$ — теплота, отводимая из цикла (M_2 — количество рабочего тела; T_A и T_B — температура рабочего тела в соответствующих точках диаграммы; T_k — предельно минимальная рабочая температура конверсии; μC_v — средняя молярная теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме).

Нетрудно увидеть, что

$$W = \frac{T_B - T_k}{T_B - T_A}.$$

Как следует из этого выражения, степень регенерации W зависит от температуры конверсионного процесса T_k и возрастает с ее уменьшением. Современные катализаторы позволяют реализовать процесс конверсии углеводородов при определенных рабочих температурах (обычно не ниже 280...300 °C [17]), определяя тем самым минимально возможный температурный предел отходящих газов ЭУ, при котором осуществима организация этого процесса. Если уровень температуры ОГ ниже рабочей температуры конверсии, эффективный процесс ТХРОТ практически не осуществим. Реализации эффекта ТХРОТ при более низкой температуре может оказаться осуществимой в перспективе, если в сфере химических технологий будут разработаны соответствующие низкотемпературные катализаторы, способные инициировать реакции конверсии углеводородных соединений в подобных условиях.

Энерготехнологическая система утилизации вторичных энергетических ресурсов ЭУ, являясь своеобразным «термохимическим адсорбером», отбирает часть отходящей тепловой энергии и возвращает ее в рабочее пространство ЭУ для повторного участия в рабочем цикле (совершения дополнительной работы). Следовательно, в общем виде термодинамический цикл данной ЭУ можно рассматривать как *регенеративный*.

В термодинамическом цикле традиционной ЭУ (без системы регенерации) подводимая к рабочему телу теплота Q_1 , полученная в результате сгорания топлива, используется не полностью. Часть этой теплоты Q_2 отводится от рабочего тела и передается «холодному телу», обуславливая ту часть химической энергии топлива, которая не была реализована для преобразования в работу. Известно [5], что термический КПД цикла для подобной ЭУ определяется как

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

В рабочем цикле с ТХРОТ часть теплоты Q_2 используется для организации процесса эндотермического преобразования исходного топлива для повышения его энергетических характеристик: $Q_p = WQ_2$, другая же ее часть ($Q_2 - WQ_2$) будет передана «холодному телу», обуславливая тем самым уровень необратимых тепловых потерь в цикле. Тогда показатель эффективности цикла ЭУ с ТХРОТ будет определяться как

$$\eta_{\text{ТХРОТ}} = \frac{Q_1 - (Q_2 - WQ_2)}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2(1 - W)}{Q_1}.$$

Нетрудно заметить, что значение показателя эффективности цикла с ТХРОТ будет выше термического КПД рабочего цикла ЭУ без регенерации и возрастает по мере роста степень регенерации W .

Принципиальная возможность эффективной реализации ТХРОТ в рабочем цикле ЭУ, как и любого теплового двигателя, будет определяться рядом условий:

- исходный продукт, используемый для конверсии, должен обладать способностью под воздействием теплоты отходящих газов (при наличии соответствующей каталитической среды) вступать в реакции конверсии, протекающие с ярко выраженным эндотермическим эффектом;

- располагаемые энергетические возможности потока ОГ ЭУ должны соответствовать энергетическим затратам на компенсацию эндотермического эффекта реакции конверсии исходного продукта;

- состав продуктов конверсии должен достигать состояния термодинамического равновесия, которое реализуется, когда температурное состояние греющего теплоносителя — ОГ ЭУ — соответствует уровню, необходимому для эффективного протекания конверсионного процесса.

Отметим еще один интересный в научно-практическом смысле аспект применения ТХРОТ. При соответствующей организации термохимического преобразования топлива появляется уникальная возможность регенерации всех составляющих энергетического потенциала ОГ. Кроме рассмотренной выше тепловой составляющей этого потенциала, существует и химическая, которая обусловлена содержанием в отходящих газах продуктов неполного сгорания топлива, химическая энергия которых вследствие несовершенства процесса сгорания не была реализована в рабочем цикле ЭУ. Регенерировать эту составляющую энергии газов представляется возможным путем предварительного их пропускания через каталитическую среду с целью доокисления продуктов неполного сгорания топлива (CO , CH и др.). Теплота, выделяющаяся при экзотермическом окислении этих продуктов, способствует дополнительному росту эффекта ТХРОТ.

Приоритетная (патент РФ № 2249807) идея комплексной регенерации химической и тепловой энергии ОГ ЭУ нашла свое отражение в разработке высокоэффективного образца реактора конверсии метанола [18], конструктивно совмещенного с каталитической камерой для окисления продуктов неполного сгорания топлива. Функциональные возможности такого комбинированного аппарата позволили, наряду с повышением степени регенерации тепловой энергии ОГ, снизить содержание в них нормируемых европейскими и отечественными стандартами токсичных продуктов неполного сгорания — CO и CH_x , т. е. улучшить экологические качества ЭУ.

По результатам серии математических исследований детально изучена и осуществлена практическая реализация ТХРОТ в реальных условиях рабочих циклов транспортных ЭУ. Разработаны компактные термokatалитические реакторы, которые по своим характеристикам согласованы с условиями работы ЭУ для средств наземного транспорта. Опытная апробация эффективности ТХРОТ проведена для ЭУ (тепловых двигателях), работающих с использованием спиртового топлива по двум теплосиловым циклам: цикл со смешанным подводом теплоты и цикл Отто [19–21].

Для двигателя с первым вариантом организации рабочего цикла (ДВС с воспламенением от сжатия) зарегистрировано повышение эффективности использования энергии топлива в результате применения ТХРОТ в пределах 4,5...8,5 % [20, 21]. Наибольшее значение эффекта соответствовало режимам повышенных мощностей. Наряду со снижением расхода топлива, благодаря тому, что в состав конвертированного топлива (синтез-газа) входит водородосодержащий компонент, регистрировалось улучшение процесса сгорания и, как следствие, экологических качеств двигателя: содержание сажи в выпускных газах снизилось практически в 2 раза, оксидов азота — до 16 %.

Для двигателя, работающего по теплосиловому циклу Карно (ДВС с принудительным воспламенением), энергосберегающий эффект для отдельных режимов достигал до 15 % [19] при существенном улучшении его экологических качеств. Установленное проявление энергосберегающего и экологического эффектов системы ТХРОТ обуславливает актуальную целесообразность ее применения для ЭУ назем-

ных транспортных средств. Это подтверждается и рядом опубликованных ранее работ [22–25].

Заключение

В ходе проведения исследований по поиску решений проблемы топливно-энергетического сбережения на транспорте получены следующие результаты, имеющие научную и прикладную значимость.

Многომиллионные комплексы транспортных средств мегаполисов выбрасывает в окружающую среду миллиарды джоулей тепловой энергии, которая безвозвратно теряется. Применение предложенной энерготехнологической системы ТХРОТ позволит утилизировать значительную часть этой энергии для преобразования ее в полезную работу. Это приведет к ощутимой экономии топливных ресурсов в сфере энергопотребления транспорта. Благодаря технологической простоте организации конверсионного процесса на борту транспортного средства, она может быть реализована в условиях эксплуатации любого вида ЭУ наземного транспорта при минимальных производственных и финансовых затратах.

По своему влиянию на показатели рабочего цикла ЭУ энерготехнологическая система ТХРОТ обладает свойством многофункциональности. Наряду с повышением энергосбережения, она обеспечивает возможность использования экологически чистых альтернативных видов топлива, т. е. комплексно решать важные

социальные проблемы энергообеспечения, сбережения ресурсов традиционных видов топлива и экологической безопасности на транспорте.

В ходе проведения теоретических исследований был сформулирован ряд научных положений, которые до настоящего времени еще не нашли своего детального отражения в современной теплоэнергетике. В частности, сформулировано положение о возможности комплексной термохимической регенерации энергии ОГ ЭУ, включая тепловую и химическую составляющие энергии газового потока. Подобная схема предложенного варианта энерготехнологической утилизации вторичных энергетических ресурсов ЭУ в современной исследовательской практике оставалась до настоящего времени детально не изученной.

В основу функционирования предлагаемой энерготехнологической системы ТХРОТ положен принцип, отражающий лишь в общем виде сущность классического регенеративного цикла теплового двигателя. Однако его «термохимический сценарий» включает в себя дополнительный структурный этап преобразования химической энергии исходного топлива, что обуславливает его индивидуальное гносеологическое отличие от классического понимания регенеративного цикла. В области современных научных исследований и технологий энергомашиностроения данный вид регенеративного цикла до настоящего времени еще не нашел практической реализации.

Литература

- [1] Медовщиков Ю.В. *Основы тепловых двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во Русайнс, 2018, 106 с.
- [2] Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. *Двигатели наземных транспортно-технологических машин*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, 2014, 164 с.
- [3] Вальехо Мальдонадо П.Р. *Энергосберегающие технологии и альтернативная энергетика*. Москва, Изд-во РУДН, 2008, 204 с.
- [4] Козлов А.В., Теренченко А.С. Современные зарубежные требования к уровню энергетической эффективности АТС и технология их обеспечения. *Автомобильная промышленность*, 2013, № 11, с. 36–39.
- [5] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [6] Ложкин В.Н., Сафиуллин Р.Н., Шнайдер М.А. Комплексное совершенствование рабочих процессов дизелей для улучшения экономических и экологических характеристик. *Двигателестроение*, 2006, № 3, с. 43–47.
- [7] Парсаданов И.В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия*. Харьков, Изд-во Харьковского политехнического института, 2003, 244 с.

- [8] Ерохов В.И. Экологические показатели современных наземных транспортных средств. *Грузовик*, 2020, № 9, с. 16–27.
- [9] Марков В.А., Аникин С.А., Сиротин Е.А. Экологические показатели ДВС. *Автомобильная промышленность*, 2002, № 2, с. 13–15.
- [10] Янкевич Н.С., Климух А.С., Кравчук Л.С. Снижение содержания вредных примесей в отработавших газах ДВС. *Двигателестроение*, 2006, № 1, с. 35–37.
- [11] Таманджа И. Повышение эффективности утилизации теплоты отработавшего газа дизеля при работе на долевых режимах. *Двигателестроение*, 2001, № 1, с. 12–14.
- [12] Носач В.Г., Перелетов И.И. Методы повышения эффективности использования топлива в технологических процессах. *Теплофизика и теплотехника*, 1977, № 37, с. 44–47.
- [13] Шейпак А.А., Балдин В.П. Утилизационные паровые турбины автотракторных ДВС. *Автомобильная промышленность*, 1985, № 12, с. 12–14.
- [14] Фомин В.М., Платунов А.С. Водород как химический реагент для совершенствования показателей работы автомобильного двигателя. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2011, № 4 (22), с. 30–37.
- [15] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [16] Звонов В.А., Черных В.И., Заиграев Л.С. Техничко-экономические и экологические показатели применения метанола как топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Экотехнология и ресурсосбережение*, 1995, № 4, с. 5–8.
- [17] Fomin V.M., Makunin A.V. Thermo Chemical Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases of Internal Combustion Engines (a General Approach to the Problem of Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases). *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2009, vol. 43, no. 5, pp. 834–840. DOI: <https://doi.org/10.1134/S004057950905039X>
- [18] Фомин В.М., Каменев В.Ф., Корнилов Г.С. *Способ работы двигателя*. Патент № 2249807 Российская Федерация, 2005, бюл. № 10.
- [19] Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Повышение эффективности работы ДВС применением термохимической регенерации теплоты отработавших газов. *Проблемы энергоаккумулирования и экологии в машиностроении: сб. научн. тр.*, Москва, Изд-во ИНМАШ РАН, 2003, с. 156–170.
- [20] Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на водородно-дизельных топливных композициях. *Международный научный журнал альтернативная энергетика и экология*, 2005, № 7, с. 32–42.
- [21] Фомин В.М., Атраш Р. Улучшение показателей работы дизеля на бинарном биоуглеводородном топливе. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 5 (29), с. 53–56.
- [22] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [23] Передрий В.Ф., Носков Н.И., Петренко Л.А. Эффективность использования предварительной термохимической подготовки топлива в системах питания дизелей. *Двигателестроение*, 1990, № 6, с. 31–32.
- [24] Гайнуллин Ф.Г., Андреев А.Е., Вертинская Г.С. и др. *Использование углеводородных газов в качестве моторного топлива*. Москва, ЦНИИТЭнефтехим, 1986, 52 с.
- [25] Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе. *Двигателестроение*, 2020, № 3, с. 17–20.

References

- [1] Medovshchikov Yu.V. *Osnovy teplovykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Fundamentals of Internal Combustion Heat Engines]. Moscow, Rusayns publ., 2018, 106 p. (In Russ.).
- [2] Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu. *Dvigateli nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin* [Engines of Ground Transport and Technological Machines]. Sankt-Petersburg, Politekhnikeskii universitet publ., 2014, 164 p. (In Russ.).
- [3] Val'ekho Mañdonado P.R. *Energoberegayushchie tekhnologii i al'ternativnaya energetika* [Energy Saving Technologies and Alternative Energy]. Moscow, RUDN publ., 2008, 204 p. (In Russ.).
- [4] Kozlov A.V., Terenchenko A.S. Modern Foreign Requirements to Energy Efficiency Ofvehicles and Technologies of their Providing. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2013, no. 11, pp. 36–39 (in Russ.).

- [5] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [6] Lozhkin V.N., Safullin R.N., Shnayder M.A. Comprehensive Improvement of Combustion Process in Diesel Engines Targeted at Fuel Economy and Better Environmental Performance. *Engines Construction*, 2006, no. 3, pp. 43–47 (in Russ.).
- [7] Parsadanov I.V. *Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya* [Improving the Quality and Competitiveness of Diesel Engines Based on a Comprehensive Fuel and Environmental Criterion]. Kharkov, KhPI publ., 2003, 244 p. (In Russ.).
- [8] Erokhov V.I. Environmental Indicators of Modern Land Vehicles. *Gruzovik*, 2020, no. 9, pp. 16–27 (in Russ.).
- [9] Markov V.A., Anikin S.A., Sirotin E.A. Environmental Indicators of Internal Combustion Engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2002, no. 2, pp. 13–15 (in Russ.).
- [10] Yankevich N.S., Klimuk A.S., Kravchuk L.S. Lowering Pollutants' Contents in Engine Exhaust Gas. *Engines Construction*, 2006, no. 1, pp. 35–37 (in Russ.).
- [11] Tamandzha I. How to Improve Exhaust Gas Heat Recovery Rate in Diesel Engine Running at Partial Load. *Engines Construction*, 2001, no. 1, pp. 12–14 (in Russ.).
- [12] Nosach V.G., Pereletov I.I. Methods for Improving the Efficiency of Fuel Use in Technological Processes. *Teplotfizika i teplotekhnika*, 1977, no. 37, pp. 44–47 (in Russ.).
- [13] Sheypak A.A., Baldin V.P. Utilization Steam Turbines of Automotive and Tractor Internal Combustion Engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1985, no. 12, pp. 12–14 (in Russ.).
- [14] Fomin V.M., Platunov A.S. Hydrogen as a Chemical Reagent for Perfection of Parameters of Work of the Automobile Engine with Direct Injection of Gasoline. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2011, no. 4 (22), pp. 30–37 (in Russ.).
- [15] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, OOO NITs "Inzhener" publ., OOO "Oniko-M" publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [16] Zvonov V.A., Chernykh V.I., Zaigraev L.S. Technical, Economic and Environmental Indicators of the Use of Methanol as a Fuel for Internal Combustion Engines. *Ekotekhnologiya i resursosberezhenie*, 1995, no. 4, pp. 5–8 (in Russ.).
- [17] Fomin V.M., Makunin A.V. Thermo Chemical Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases of Internal Combustion Engines (a General Approach to the Problem of Recovery of Heat Contained in Exhaust Gases). *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2009, vol. 43, no. 5, pp. 834–840. DOI: <https://doi.org/10.1134/S004057950905039X>
- [18] Fomin V.M., Kamenev V.F., Kornilov G.S. *Sposob raboty dvigatelya* [The Way the Engine Works]. Patent RF no. 2249807, 2005, byul. no. 10. (In Russ.).
- [19] Fomin V.M., Kamenev V.F., Khripach N.A. Povyshenie effektivnosti raboty DVS primeneniem termokhimicheskoy regeneratsii teploty otrabotavshikh gazov [Improving the Efficiency of Internal Combustion Engines by Using Thermochemical Exhaust Gas Heat Recovery]. *Problemy energoakkumulirovaniya i ekologii v mashinostroenii: sb. nauchn. tr.* [Problems of Energy Storage and Ecology in Mechanical Engineering: a Collection of Scientific Papers]. Moscow, INMASH RAN publ., 2003, pp. 156–170 (in Russ.).
- [20] Fomin V.M., Kamenev V.F., Khripach N.A. Theoretical and Experimental Studies of Engine Operation on Hydrogen-diesel Fuel Compositions. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAE*, 2005, no. 7, pp. 32–42 (in Russ.).
- [21] Fomin V.M., Atrash R. Improving of Diesel Engine Work Indicators on Base of Binary Bio Hydrocarbon Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2012, no. 5 (29), pp. 53–56 (in Russ.).
- [22] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20 (in Russ.).
- [23] Peredriy V.F., Noskov N.I., Petrenko L.A. Efficiency of Using Preliminary Thermochemical Preparation of Fuel in Diesel Fuel Supply Systems. *Engines Construction*, 1990, no. 6, pp. 31–32 (in Russ.).
- [24] Gaynullin F.G., Andreev A.E., Vertinskaya G.S. et al. *Ispol'zovanie uglevodorodnykh gazov v kachestve motornogo topliva* [Use of Hydrocarbon Gases as Motor Fuel]. Moscow, TsNIITNeftekhim publ., 1986, 52 p. (In Russ.).
- [25] Alimov V.A., Zakharov E.A., Safarov E.G., Fedyanov E.A. Addition of Synthetic-Gas to Propane-Butane as a Means to Improve Combustion in Motor Vehicle Engine. *Engines Construction*, 2020, no. 3, pp. 17–20 (in Russ.).

Материалы получены редакцией 27.10.2022

Сведения об авторах

Скворцов Аркадий Алексеевич — доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Сопротивление материалов», Московский политехнический университет. E-mail: scvor@list.ru.

Фомин Валерий Михайлович — доктор технических наук, профессор кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики», Московский политехнический университет.
E-mail: mixalichdm@mail.ru

Алиев Сабир Алиевич — кандидат технических наук, и.о. доцента, Дагестанский государственный аграрный университет имени М.М. Джамбулатова. E-mail: aliev-777@mail.ru

Information about the authors

Skvortsov Arkadiy Alekseevich — Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department of Strength of Materials, Moscow Polytechnic University. E-mail: scvor@list.ru

Fomin Valery Mikhailovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Energy Systems, Moscow Polytechnic University. E-mail: mixalichdm@mail.ru

Aliev Sabir Alievich — Ph. D. (Eng.), Acting Associate Professor, Dagestan State Agricultural University named after M.M. Dzhambulatov. E-mail: aliev-777@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Скворцов А.А., Фомин В.М., Алиев С.А. К проблеме топливно-энергетического сбережения на транспорте. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 19–27. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.19-27>

Citation:

Skvortsov A.A., Fomin V.M., Aliev S.A. On the Problem of Fuel and Energy Saving in Transport. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 19–27 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.19-27>

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.013:052

DOI: 10.18698/jec.2022.4.28-39

Использование нестационарных газодинамических функций для численного моделирования волновых процессов в поршневом двигателе

Ю.А. Гришин, В.С. Семенчукова

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Use of Non-Stationary Gas-Dynamic Functions in Numerical Simulation of the Wave Processes in a Piston Engine

Yu.A. Grishin, V.S. Semenchukova

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Эффективность работы поршневого двигателя в значительной степени определяется наполнением цилиндров воздушным зарядом. Это наполнение может быть улучшено различными способами. В частности, наддув цилиндров двигателей может быть осуществлен с использованием волновых явлений путем соответствующей настройки впускной системы. При этом происходит заметное увеличение мощности и крутящего момента, может быть также получено снижение удельного расхода топлива. Поскольку волновые процессы, происходящие во впускной системе, имеют сложный нестационарный характер, целесообразно применять численное моделирование. В данной работе для расчета нестационарных газодинамических процессов предложена модификация численной схемы распада произвольного разрыва, разработанной С.К. Годуновым. Модификация обеспечивает сквозной расчет волнового процесса без выделения ударных разрывов. В схеме используется специально разработанная система нестационарных газодинамических функций, которая также упрощает формулировку граничных условий. Эти условия задаются в сечении впускного клапана двигателя. С помощью новой версии указанного метода проведено численное моделирование волнового наддува поршневых двигателей. Результаты расчетов подтвердили возможность увеличения объемного наполнения двигателя, что сопровождается ростом его мощности на 24 %.

Ключевые слова: поршневой двигатель, впускная система, волновой наддув, наполнение цилиндров, мощность двигателя, топливная экономичность, газодинамические функции, распад произвольного разрыва

Efficiency of the piston engine operation is largely determined by the cylinders filling with an air charge. This filling could be improved in various ways. In particular, the engine cylinders could be pressurized using the wave phenomena by adjusting the intake system accordingly. In this case, noticeable increase in power and torque occurs, and reduction in specific fuel consumption could also be obtained. Since the wave processes in the intake system are of a complex non-stationary nature, it is advisable to use the numerical simulation. This paper proposes modification to the numerical scheme for the arbitrary discontinuity decay developed by S.K. Godunov to calculate the non-stationary gas-dynamic processes. Modification ensures the end-to-end calculation of the wave process without highlighting the shock discontinuities. The scheme uses a specially developed system of non-stationary gas-dynamic functions, which also simplifies formulation of the boundary conditions. These conditions are set in the cross section of the engine intake valve. New version of this method helped to conduct numerical simulation of the reciprocating engines wave pressurization. Calculation results confirmed the possibility to increase the engine volumetric filling, which is accompanied by an increase in its power by 24 %.

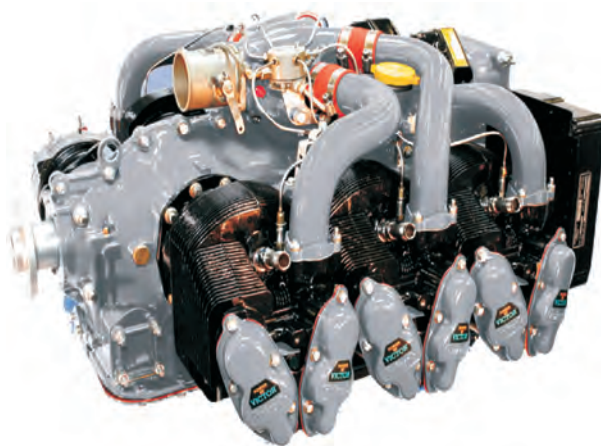
Keywords: piston engine, intake system, wave pressurization, cylinder filling, engine power, fuel efficiency, gas-dynamic functions, arbitrary discontinuity decay

Введение

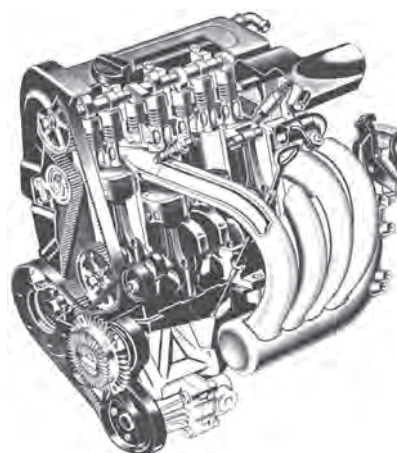
Необходимым этапом в создании и доводке современных высокоэффективных поршневых двигателей является математическое моделирование их рабочего процесса, неотъемлемой частью которого служит газообмен, который обеспечивает наполнение цилиндров двигателя свежим воздушным зарядом и их очистку от продуктов сгорания. Чередующиеся циклы рабочего процесса двигателя определяют нестационарный волновой характер течения заряда во впускных и отработанных газах в выпускных системах двигателя.

Особенности нестационарного течения во впускных системах могут быть использованы для волнового (динамического) наддува цилиндров поршневых двигателей. Такой наддув можно получить, применяя отдельные впускные трубы определенной длины и площади проходного сечения для каждого цилиндра. При этом волна разрежения, образующаяся перед клапаном в начальный период всасывания, идет против потока по впускной трубе до ее входного сечения и отражается волной сжатия. Волна сжатия, накладываясь на движение по трубе свежего заряда, подходит к клапану перед его закрытием и обеспечивает дополнительную зарядку цилиндра. Это явление приводит к заметному увеличению коэффициента наполнения η_v , что позволяет увеличить мощность двигателя на 15...25 %, или снизить расход топлива на 5...10 % [1–7]. Примеры поршневых двигателей, в которых реализован волновой наддув, представлены на рис. 1.

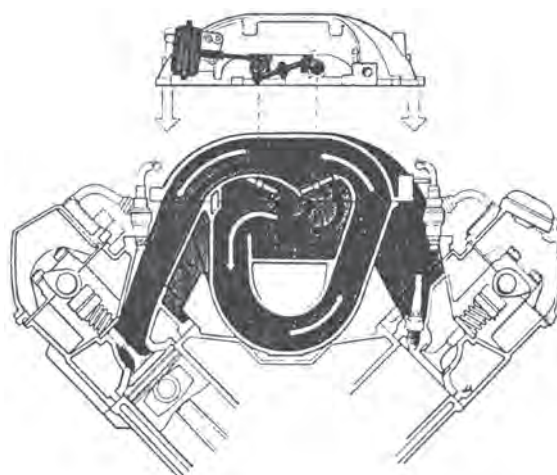
В двигателях, устанавливаемых на самолетах, волновой наддув применяют в сочетании со скоростным. Здесь используется скоростной напор потока, приходящего на вход воздушного тракта, ориентированного по полету. Такой комбинированный наддув реализован, например, в авиационном двигателе Gray фирмы Victor Aviation Service (США) (рис. 1, а). В современных автомобильных двигателях, как дизельных, так и с искровым зажиганием, волновой наддув применяется практически повсеместно. Наглядным примером таких двигателей являются конструкции фирмы Audi (Германия) с нерегулируемым наддувом, оптимизированным на один режим работы (рис. 1, б), и с регулируемым двухрежимным наддувом (рис. 1, в).



а



б



в

Рис. 1. Поршневые двигатели с волновым наддувом: а — авиационный оппозитный шестицилиндровый двигатель Gray фирмы Victor Aviation Service (США–КНР); автомобильные двигатели фирмы Audi (Германия): б — четырехцилиндровый рядный A4 с нерегулируемым наддувом; в — шестицилиндровый V-образный A6 с регулируемым наддувом

При разработке передовых конструкций поршневых двигателей наряду с экспериментальными исследованиями все шире применяют методы математического моделирования [8–10]. Так, численные методы нестационарной термодинамики в трехмерной постановке используют для оптимизации рабочего процесса в цилиндрах и проточной части элементов газоздушных трактов [11–14]. Для расчетных исследований в разветвленных трактах и протяженных трубах впускной системы при волновом наддуве, оптимизации их конструктивных параметров применяют численные методы в одномерной постановке [9, 10, 15, 16]. Одним из наиболее распространенных среди них является метод распада произвольного разрыва (РПР) — схема С.К. Годунова [17–20].

Метод реализуется в два этапа: на первом этапе с использованием теории распада произвольного разрыва (задача Римана) определяются параметры перетоков через границы ячеек расчетной сетки (рис. 2), на втором при конечно-разностной записи законов сохранения газовой динамики обеспечивается консервативность вычислений.

Первый этап может быть реализован в двух версиях. Оригинальная версия, предложенная С.К. Годуновым, имеет весьма сложный и неоднородный алгоритм, в котором расчет РПР проводится в наиболее общем виде с образованием ударных разрывов. Здесь для перепада значений параметров на фронте идущей вперед ударной волны используется соотношение Рэнкина — Гюгонио, для идущей назад волны разрежения,

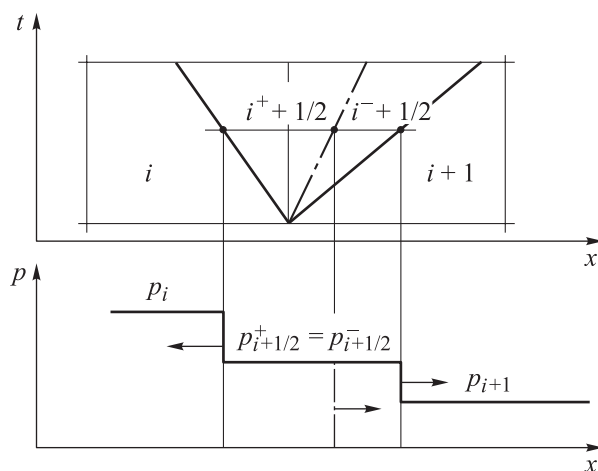


Рис. 2. Представление волновой конфигурации при РПР на границе $i+1/2$ между ячейками i и $i+1$

которая представляет собой простую волну Римана, применяется закон адиабаты Пуассона. Потоки после прохода волн разделяются контактной поверхностью, на которой имеет место равенство давлений $p_{i+1/2}^+ = p_{i+1/2}^- = p_{i+1/2}$ и скоростей $u_{i+1/2}^+ = u_{i+1/2}^- = u_{i+1/2}$. В результате равенства соответствующих выражений для скоростей $u_{i+1/2}^+$ и $u_{i+1/2}^-$ [17, 18] получается соотношение, позволяющее определить давление $p_{i+1/2}$ в потоке через границу после РПР:

$$u_i - \frac{2a_i}{k-1} \left[\left(\frac{p_{i+1/2}^+}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right] = \frac{p_{i+1} - p_{i+1/2}^-}{\sqrt{[(k-1)p_{i+1} + (k+1)p_{i+1/2}^-] \rho_{i+1}/2}}, \quad (1)$$

где a — скорость звука; k — показатель адиабаты; ρ — плотность.

Подставив найденное давление $p_{i+1/2}$ в правую или левую часть выражения (1), можно определить и скорость $u_{i+1/2}$ потока через границу $i+1/2$. К сожалению, решение уравнения (1) для каждой границы на каждом расчетном шаге требует проведения итераций. Кроме того, очевидно, требуется предварительная оценка волновой конфигурации с определением направления движения ударных и волн разрежения. Все это усложняет схему расчетного алгоритма, делает его неоднородным, значительно увеличивает время вычислений.

Существует так называемая линеаризованная версия первого этапа, в которой разрывы на фронтах волн после РПР полагают слабыми, т. е. считают, что не сами параметры при РПР терпят разрывы, а их первые производные. В этом случае на основе базовой системы уравнений нестационарной газодинамики для 1D-представления [19, 21]

$$\begin{cases} \oint (\rho dx - \rho u dt) = 0; \\ \oint [\rho u dx - (p + \rho u^2) dt] = -\frac{\zeta}{2D} \iint \text{sign}(u) \rho u^2 dx dt; \\ \oint \left[\rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) dx - \rho u \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) dt \right] = \\ = -\frac{4\alpha}{2D} \iint (T - T_w) dx dt. \end{cases} \quad (2)$$

В конечно-разностной форме записи система (2) используется и для второго, заключительного этапа метода РПР, после упрощений, характерных для акустических волн, можно получить приближенные расчетные соотношения для давления и скорости перетока через границу между ячейками [18, 19]. В системе (2) ζ , α — коэффициенты трения и теплоотдачи, D — диаметр проходного сечения трубы, e — удельная внутренняя энергия, T — температура потока, T_w — температура стенок трубы. Полученные соотношения

$$p_{i+1/2} = \frac{u_i - u_{i+1}}{\frac{1}{a_i \rho_i} + \frac{1}{a_{i+1} \rho_{i+1}}} + \frac{\frac{p_i}{a_i \rho_i} + \frac{p_{i+1}}{a_{i+1} \rho_{i+1}}}{\frac{1}{a_i \rho_i} + \frac{1}{a_{i+1} \rho_{i+1}}}; \quad (3)$$

$$u_{i+1/2} = \frac{p_i - p_{i+1}}{a_i \rho_i + a_{i+1} \rho_{i+1}} + \frac{u_i a_i \rho_i + u_{i+1} a_{i+1} \rho_{i+1}}{a_i \rho_i + a_{i+1} \rho_{i+1}}; \quad (4)$$

$$\rho_{i+1/2}^+ = \rho_i \left[1 + \frac{1}{k} \left(\frac{p_{i+1/2}}{p_i} - 1 \right) \right], \text{ если } u_{i+1/2} \geq 0; \quad (5)$$

$$\rho_{i+1/2}^- = \rho_{i+1} \left[1 + \frac{1}{k} \left(\frac{p_{i+1/2}}{p_{i+1}} - 1 \right) \right], \text{ если } u_{i+1/2} < 0 \quad (6)$$

позволяют построить простой алгоритм, обеспечивающий высокую скорость вычислений. Однако они дают удовлетворительные результаты лишь при расчетах волновых процессов незначительной амплитуды, в пределах до 5 кПа, в то время как протяженных впускных трубах двигателей, настраиваемых на волновой наддув, амплитуды колебаний давления могут достигать 50 кПа.

Таким образом, целью данной работы является актуальная задача модификации численного метода РПР путем разработки новой расчетной схемы первого этапа метода. Это позволит проводить высокоскоростное численное моделирование нестационарных процессов значительной амплитуды, характерной для волновой настройки впускных систем двигателей, с использованием однородного алгоритма без дополнительного анализа волновой конфигурации при РПР на границах ячеек расчетной сетки.

Модификация численного метода РПР

В результате расчетно-экспериментальных исследований ударных волн, полученных при

РПР [22], было показано, что в пределах амплитуд 50...70 кПа для определения параметров на фронтах этих волн, как и волн разрежения, можно использовать соотношения на фронтах простых волн Римана. Так, при переходе через фронт волны, идущей назад и разделяющей зоны i и $i^+ + 1/2$ (рис. 2), постоянными остаются инвариант Римана r^+ и соответствующее значение скорости звука торможения волной, направленной назад a^{n*} , которое может быть получено при $u = 0$:

$$\frac{2}{k-1} a + u = \frac{2}{k-1} a^{n*} = \text{const} = r^+.$$

При переходе через фронт идущей вперед волны, разделяющей зоны $i^- + 1/2$ и $i + 1$, постоянным будут инвариант Римана r^- и соответствующее значение скорости звука торможения волной, направленной вперед a'^* , т. е. при $u = 0$:

$$\frac{2}{k-1} a - u = \frac{2}{k-1} a'^* = \text{const} = r^-.$$

С использованием числа Маха $M = u/a$ из этих фундаментальных соотношений были получены системы газодинамических функций нестационарного течения (НГДФ), в частности:

$$\alpha''(M) = \frac{a}{a^{n*}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M \right)^{-1};$$

$$\alpha'(M) = \frac{a}{a'^*} = \left(1 - \frac{k-1}{2} M \right)^{-1}$$

и другие, выражающие отношения текущих газодинамических параметров к соответствующим значениям торможения волнами, идущими назад и вперед [23]. В данной задаче с РПР на границе между ячейками i и $i + 1/2$ для выражения скоростей и давлений по обе стороны от контактной поверхности с помощью НГДФ можно записать:

$$\begin{aligned} u_{i^+ + 1/2} &= M_{i^+ + 1/2} a_{i^+ + 1/2} = \\ &= M_{i^+ + 1/2} a_i \frac{\alpha''(M_{i^+ + 1/2})}{\alpha''(M_i)}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} u_{i^- + 1/2} &= M_{i^- + 1/2} a_{i^- + 1/2} = \\ &= M_{i^- + 1/2} a_{i+1} \frac{\alpha'(M_{i^- + 1/2})}{\alpha'(M_{i+1})}; \end{aligned} \quad (8)$$

$$p_{i^++1/2} = p_i \frac{\pi''(M_{i^++1/2})}{\pi''(M_i)} = p_i \left[\frac{\alpha''(M_{i^++1/2})}{\alpha''(M_i)} \right]^{\frac{2k}{k-1}}; \quad (9)$$

$$p_{i^--1/2} = p_{i+1} \frac{\pi'(M_{i^--1/2})}{\pi'(M_{i+1})} = p_{i+1} \left[\frac{\alpha'(M_{i^--1/2})}{\alpha'(M_{i+1})} \right]^{\frac{2k}{k-1}}. \quad (10)$$

С использованием обозначений

$$F = \alpha'(M_{i+1})/\alpha''(M_i), \quad X = F(p_i/p_{i+1})^{\frac{k-1}{2k}},$$

$Y = F a_i/a_{i+1}$, содержащих исходные параметры $p_i, p_{i+1}, a_i, a_{i+1}, M_i, M_{i+1}$, с учетом равенств на контактной поверхности $u_{i^++1/2} = u_{i^--1/2}$, $p_{i^++1/2} = p_{i^--1/2}$ и соответствующих преобразований выражений (7) – (10) позволяют получить простые формулы для определения чисел Маха по обе стороны от контактной поверхности:

$$M_{i^++1/2} = \frac{2}{k-1} \frac{X-1}{Y+1}; \quad (11)$$

$$M_{i^--1/2} = \frac{Y}{X} M_{i^++1/2}. \quad (12)$$

Необходимые для выполнения заключительного этапа численного метода скорость $u_{i+1/2}$ и давление $p_{i+1/2}$ определяются по формулам (7), (9) или (8), (10). Для расчета плотности переток через границу вместо (5) и (6) используются формулы

$$\rho_{i+1/2} = \rho_i \frac{\varepsilon''(M_{i^++1/2})}{\varepsilon''\pi(M_i)} = \rho_i \left[\frac{\alpha''(M_{i^++1/2})}{\alpha''(M_i)} \right]^{\frac{2}{k-1}}, \quad (13)$$

если $u_{i+1/2} \geq 0$;

$$\rho_{i+1/2} = \rho_{i+1} \frac{\varepsilon'(M_{i^--1/2})}{\varepsilon'(M_{i+1})} = \rho_{i+1} \left[\frac{\alpha'(M_{i^--1/2})}{\alpha'(M_{i+1})} \right]^{\frac{2}{k-1}}, \quad (14)$$

если $u_{i+1/2} < 0$.

Таким образом, вместо приближенных (3) – (6) получены точные расчетные соотношения для параметров за фронтами волн Римана. Такие выражения для РПР, как и линеаризованные, не требуют проведения итераций на расчетных шагах, поскольку при расчете не рассматриваются газодинамические особенности — ударные волны. Это позволяет применять однородные схемы и проводить сквозной маршевый счет с высокой скоростью.

За первым этапом, выполняемым с помощью полученных соотношений с НГДФ, на расчетном шаге следует обычный заключительный балансовый этап схемы С.К. Годунова.

Для сравнения результатов определения $p_{i+1/2}$ и $u_{i+1/2}$ при РПР для отношения исходных давлений $p_i/p_{i+1} = 2$, превышающего возможные значения при динамическом наддуве, выполнены три тестовых расчета. Показано, что по сравнению с расчетом, где рассматривается ударный разрыв, расчет с заменой ударной волны простой волной сжатия Римана и использованием НГДФ показал весьма незначительные погрешности в определении давлений и скоростей: $\delta_p \approx \delta_u < 0,0005$. Расчет с использованием приближенных линеаризованных соотношений показал увеличение погрешностей на два порядка: $\delta_p \approx \delta_u \approx 0,05$.

Граничное условие на впускном клапане и расчет волнового наддува

При организации 1D-численного моделирования газообмена и рабочего процесса поршневого двигателя важное значение имеет задание граничных условий (ГУ) на условно-сосредоточенных элементах тракта, ограничивающих участки труб: это впускные и выпускные клапаны или окна, колена, тройниковые узлы и т. д. Для правильного расчета взаимодействия нестационарного потока с граничными элементами соответствующие математические модели также должны использовать схемы с РПР [6, 7, 15, 21, 22]. Однако здесь квазистационарное течение между зонами $i^+ + 1/2$ и $i^- + 1/2$ по обе стороны от условно-сосредоточенного граничного элемента сопровождается газодинамическими потерями, обусловленными отрывными явлениями. Отрывы возникают на скачках проходных сечений, резких поворотах каналов. В результате потерь, а также неравномерности загрузки потоком проходных сечений снижает-

ся пропускная способность элементов тракта, которая оценивается коэффициентами расхода μ . Обычно коэффициенты μ определяют путем продувок соответствующих элементов.

Для наиболее эффективного расчета отрывных течений в настоящее время все чаще применяют системы стационарных газодинамических функций от чисел M или λ [24]. Этим обеспечивается еще одно преимущество использования НГДФ от M , когда не только при маршевом счете в протяженных участках труб, но и на границах при записи соотношений РПР, где учитываются отрывы потока, целесообразно применять единый подход на базе нестационарных и стационарных газодинамических функций от чисел M или λ .

Рассмотрим организацию расчета волнового наддува двигателя. Проточная часть впускной трубы с площадью проходного сечения F_m разбивается на ячейки численного расчета с номерами от 1 до m . Расчет нестационарного процесса в трубе выполняют с помощью соотношений (11), (12); (7), (9) или (8), (10); (13) или (14) методом РПР, он не представляет особых затруднений. Основная сложность связана с расчетом на впускной клапанной границе трубы с цилиндром.

Схема к расчету РПР на впускном клапане представлена на рис. 3. В данном случае волновой процесс в цилиндре не рассматривается, поскольку считается, что входящий поток в объеме цилиндра полностью тормозится. Поэтому прямая идущая вперед волна отсутствует и при РПР имеет место только зона $m^+ + 1/2$ за отраженной от клапана обратной волной, идущей назад по последней ячейке m в трубе.

Квазистационарное течение в зоне $m^+ + 1/2$ и через клапанную щель с эффективным проходным сечением μF_v считается адиабатным, по-

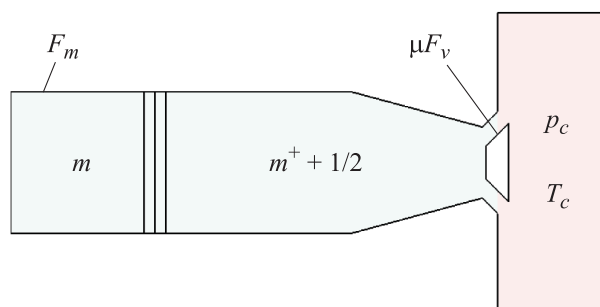


Рис. 3. Расчетная схема РПР на впускном клапане

этому температура стационарного торможения остается постоянной ($T_{m^+ + 1/2}^* = T_v^*$). В коротком конфузорном клапанном патрубке отрывных потерь нет, поэтому давление стационарного торможения можно считать постоянным ($p_{m^+ + 1/2}^* = p_v^*$). Таким образом, с использованием стационарных и нестационарных газодинамических функций от числа Маха для перепада между исходным давлением в ячейке m и давлением на выходе из клапана p_v можно записать

$$\frac{p_m}{p_v} = \frac{p_m}{p_{m^+ + 1/2}} \frac{p_{m^+ + 1/2}}{p_v} = \frac{\pi''(M_m)}{\pi''(M_{m^+ + 1/2})} \frac{\pi(M_{m^+ + 1/2})}{\pi(M_v)}, \quad (15)$$

при этом отметим, что при докритическом втекании давление p_v будет равно давлению в цилиндре p_c , а при надкритическом, в условиях запираания потока в сечении F_v , p_v будет выше, чем p_c . В этом уравнении два неизвестных числа Маха $M_{m^+ + 1/2}$ и M_v и для расчета необходимо использовать и расходное уравнение [21, 24]:

$$b \frac{F_m p_{m^+ + 1/2}^* q(M_{m^+ + 1/2})}{\sqrt{T_{m^+ + 1/2}^*}} = b \frac{\mu F_v p_v^* q(M_v)}{\sqrt{T_v^*}}. \quad (16)$$

Здесь b — константа; μF_v — эффективная площадь проходного сечения клапана, определяется экспериментальными продувками в виде функции от хода h открытия клапана; q — расходная газодинамическая функция от числа Маха [24]:

$$q(M) = M \left[\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}.$$

Для условий адиабатности течения и при обозначении отношения $\mu F_v / F_m = f$ из уравнения (16) получается следующее:

$$M_{m^+ + 1/2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{m^+ + 1/2}^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = f M_v \left(1 + \frac{k-1}{2} M_v^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}. \quad (17)$$

На расчетном шаге вначале необходимо определить режим втекания, который может

быть докритическим или надкритическим с запираанием потока в проходном сечении клапана, когда фиксируется $M_v = 1$. Число Маха $M_{m^+ + 1/2}^{cr}$ в зоне $m^+ + 1/2$ в условиях запираания в клапане вычисляется с помощью уравнения

$$M_{m^+ + 1/2}^{cr} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{m^+ + 1/2}^{cr} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} = f \left(\frac{k+1}{2} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}},$$

полученного из (17) при $M_v = 1$. Перепад давлений $(p_m / p_c)_{cr}$, соответствующий моменту наступления запираания, когда еще p_v равно p_c , теперь можно определить с помощью уравнения (15), подставив в него значения $M_v = 1$ и $M_{m^+ + 1/2}^{cr}$.

Очевидно, при условии

$$p_m / p_c > (p_m / p_c)_{cr}$$

на данном расчетном шаге имеет место надкритическое втекание, и необходимое для продолжения расчета число Маха в зоне $m^+ + 1/2$ будет равно найденному при оценке режима значению $M_{m^+ + 1/2}^{cr}$. При условии

$$p_m / p_c \leq (p_m / p_c)_{cr}$$

имеем докритический режим с выполнением равенства $p_v = p_c$. Путем итерационного решения системы уравнений (15) и (17) с двумя неизвестными на текущем временном шаге можно определить число $M_{m^+ + 1/2}$, необходимое для продолжения расчета волнового процесса во впускной трубе. Кроме того, для расчета рабочего процесса в цилиндре следует вычислить массу заряда $G\Delta t$ и полную энтальпию $H^* \Delta t = h^* G\Delta t$ заряда, поступающего через клапанную щель [21]. Поскольку на текущем временном шаге расходы потока в зоне $m + 1/2$ и в сечении клапана F_v одинаковы,

$$\begin{aligned} G\Delta t &= F_m u_{m^+ + 1/2} \rho_{m^+ + 1/2} \Delta t = \\ &= F_m M_{m^+ + 1/2} a_m \frac{\alpha''(M_{m^+ + 1/2})}{\alpha''(M_m)} \rho_m \frac{\varepsilon''(M_{m^+ + 1/2})}{\varepsilon''(M_m)} \Delta t = \\ &= F_m M_{m^+ + 1/2} a_m \rho_m \left[\frac{\alpha''(M_{m^+ + 1/2})}{\alpha''(M_m)} \right]^{\frac{k+1}{k-1}} \Delta t; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h^* &= c_p T_{m^+ + 1/2}^* = c_p \frac{T_{m^+ + 1/2}}{\tau(M_{m^+ + 1/2})} = \\ &= c_p T_m \frac{\tau''(M_{m^+ + 1/2})}{\tau''(M_m) \tau(M_{m^+ + 1/2})}. \end{aligned}$$

На базе разработанной модификации численного метода РПР был проведен расчет волновой настройки впускной трубы дизеля 1Ч 8,5/11,0 на номинальной частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Двигатель предназначен для стационарных энергоустановок, и это позволяет устанавливать на нем настроенные впускные трубы значительно длины.

Результаты расчетного и экспериментального определения зависимости коэффициента наполнения η_v цилиндра дизеля от длины впускной трубы L представлены на рис. 4 [1, 5]. Расчетные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными и показывают возможность волновой настройки на $L_1 = 1,65 \text{ м}$ и $L_2 = 2,15 \text{ м}$. При этом обеспечивается увеличение η_v до 1,05, т. е. на 24 % по сравнению с ненастроенным исходным вариантом.

В соответствии с известной формулой [25] прирост мощности дизеля при использовании настроенной впускной трубы также может достигать 24 %:

$$N_e = K \frac{H_u V_h}{l_0 \tau \alpha} \ln \rho \eta_v \eta_i \eta_m,$$

где K — константа; H_u — низшая теплота сгорания топлива; V_h — рабочий объем одного

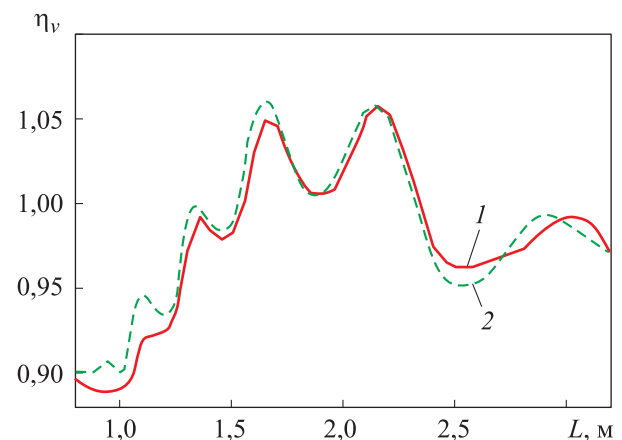


Рис. 4. Зависимость коэффициента η_v дизеля 1Ч 8,5/11,0 от длины впускной трубы L при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$:
1 — расчет; 2 — эксперимент

цилиндра; i — число цилиндров; n — частота вращения коленчатого вала; ρ и α — плотность и коэффициент избытка воздуха; l_0 — количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива; τ — тактность двигателя (4 или 2); η_i и η_m — индикаторный и механический КПД.

Для меньшего из двух значений настроенной длины впускной трубы $L_1 = 1,65$ м, которое рекомендовано выбирать для практического применения, на рис. 5 представлены результаты экспериментального осциллографирования и соответствующего численного расчета волнового процесса перед впускным клапаном дизеля. Здесь также можно заметить, что результаты расчета хорошо согласуются с результатами эксперимента.

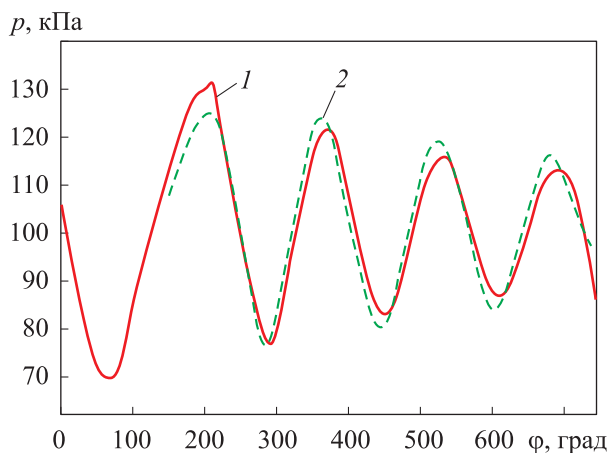


Рис. 5. Изменение давления перед впускным клапаном дизеля 1С 8,5/11,0 по углу поворота коленчатого вала при волновом наддуве с помощью впускной трубы длиной $L = 1,65$ м:
1 — расчет; 2 — эксперимент

Как упоминалось выше, в поршневых двигателях, устанавливаемых на самолетах, волновой наддув может быть дополнен скоростным наддувом от набегающего потока воздуха (см. рис. 1, а). Уже на скорости полета 200 км/ч дополнительное увеличение коэффициента наполнения достигает 12 %. При совместном использовании волнового и скоростного наддува в авиадвигателях суммарное увеличение мощности может составить 30...40 %.

Последнее время характеризуется активным внедрением в авиацию, в том числе беспилотную, дизельных двигателей [6, 13]. Это обусловлено их более высокой топливной экономичностью по сравнению с двигателями лег-

кого топлива (снижение расхода топлива может достигать 1,5 раза), а также более низкой ценой дизельного топлива или авиакеросина в случае многотопливного дизеля по сравнению с авиабензинами. Например, стоимость авиабензинов типа В91-98/115, которые в России серийно не производятся, или соответствующего зарубежного топлива 100LL в 2–3 раза превышает стоимость авиакеросина, к которому адаптированы дизельные двигатели. В результате стоимость обеспечения топливом авиадизелей оказывается в 3–4 раза ниже, чем бензиновых моторов. Дополнительное преимущество обеспечивается возможностью использования имеющейся инфраструктуры заправки керосином дизельных самолетов в аэропортах.

Таким образом, было целесообразно провести расчетно-исследовательские работы по конвертации отечественного звездообразного бензинового авиадвигателя М-14П (размерность 10,5/13,0, $iV_h = 10,16$ л) [26] в дизельный с волновым и газотурбинным наддувом. Для обеспечения требуемых прочностных свойств двигателя потребовалось усиление соответствующих деталей, при этом был уменьшен рабочий объем девяти цилиндров за счет уменьшения их диаметров со 105 до 100 мм, вместо приводного нагнетателя был применен турбокомпрессор, обеспечивающий степень повышения давления $\pi_k = 2,2$, двухклапанные головки цилиндров были

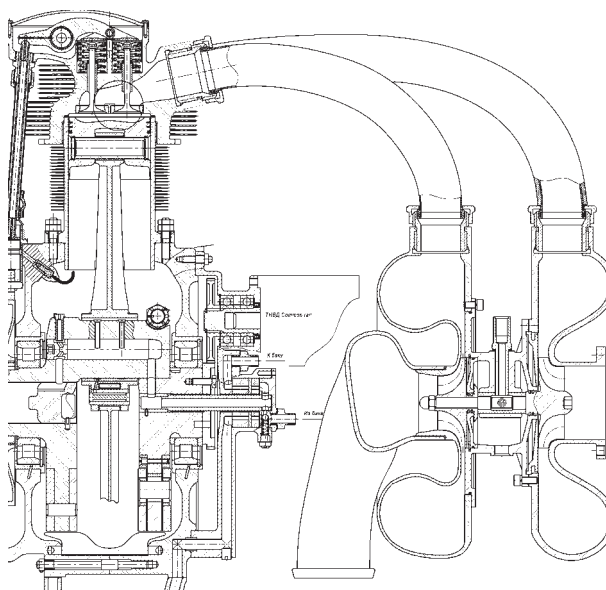


Рис. 6. Конструктивная схема модификации бензинового двигателя М-14П в дизельный с волновым и турбонаддувом

заменены четырехклапанными. С использованием разработанной модификации численного метода РПР был выполнен расчет длины впускных труб ($L = 0,53$ м), которая обеспечивает волновой наддув этого двигателя на режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 2950$ мин⁻¹ (рис. 6).

В результате, несмотря на уменьшение рабочего объема двигателя на 9,3 %, было показано увеличение взлетной мощности на 20 % по сравнению с исходным исполнением двигателя с 265 до 317 кВт. При этом удельный эффективный расход топлива снижается с 309 до 234 г/(кВт · ч).

Заключение

На базе системы газодинамических функций нестационарного течения разработана новая версия численного метода распада произвольного разрыва, которая позволяет выполнять сквозной расчет волновых газодинамических процессов значительной амплитуды без выделе-

ния ударных разрывов. Предложенная модификация метода РПР использована для численного моделирования волнового наддува в поршневых двигателях. Расчеты показали, что такой наддув позволяет значительно увеличить наполнение цилиндров свежим зарядом, что обеспечивает соответствующее увеличение мощности двигателя, прирост мощности может достигать 24 %.

Результаты выполненных расчетов хорошо согласуются с соответствующими экспериментальными данными, что свидетельствует об адекватности предложенной модификации метода РПР. Численная схема может быть рекомендована к применению при решении широкого круга практических задач нестационарной газовой динамики и, в частности, при проектировании настроенных впускных систем поршневых двигателей, обеспечивающих волновой наддув со значительным увеличением мощности и заметным уменьшением расхода топлива.

Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Гришин Ю.А. Анализ динамического наддува и повышение экономичности дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2011, № 10, с. 46–51.
DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2011-10-46-51>
- [3] Stehlig J., Taylor J., Dingelstadt R., Gurney D. Längenvariables Luftansaugmodul für turboaufgeladene Motoren. *Motortechnische Zeitschrift*, 2012, vol. 73, ne. 1, pp. 34–41.
- [4] Rubayi N.A. Acoustic Vibrations in Intake Manifold System and the Supercharging of Engines. *Applied Acoustics*, 1972, no. 5, pp. 39–53.
- [5] Семенов Б.Н., Комов А.П. Акустический наддув как средство снижения удельного эффективного расхода топлива. Москва, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972, с. 30–35.
- [6] Grishin Yu.A., Bakulin V.N. Dynamic Engine Charge Simulation for Unmanned Aerial Vehicles. *18th International Conference «Aviation and Cosmonautics» (Avia Space-2019)*, IOP Conf. Series. Materials Science and Engineering, 2020, vol. 868, art. no. 012007, pp. 1–8.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/868/1/012007>
- [7] Grishin Yu.A., Semenchukova V.S. Numerical Simulation of a Piston Engine Supercharging. *International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon*, Vladivostok, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2020, pp. 1–6.
DOI: <https://doi.org/10.1109/FarEastCon50210.2020.9271314>
- [8] Современные технологии проектирования двигателей. Матер. конгресса CIMAC Modern Engine Design Technologies. *Двигателестроение*, 2020, № 1, с. 52–62.
- [9] Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов. *Вестник УГАТУ*, 2012, т. 16, № 5, с. 60–68.
- [10] Хмелев Р.Н. *Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчету поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2011, 229 с.
- [11] Гришин Ю.А., Бакулин В.Н. Новые расчетные схемы на базе метода крупных частиц для моделирования газодинамических задач. *ДАН*, 2015, т. 465, № 5, с. 545–548.
DOI: <https://doi.org/10.7868/s0869565215350091>
- [12] Гришин Ю.А., Бакулин В.Н. Численное исследование течения в центробежном компрессоре. *Инженерно-физический журнал*, 2015, т. 88, № 5, с. 1232–1236.

- [13] Gureev V.M., Khairullin A.K., Varlamov F.A., Gumerov I.F., Khafizov R.K. Influence of Combustion Chamber Geometry and Compression Ratio on the Main Parameters of a Diesel Aircraft Engine. *Russian Aeronautics*, 2017, vol. 60, no. 2, pp. 219–222. DOI: <https://doi.org/10.3103/S106879981702009X>
- [14] Palfreyman D., Martinez-Botas R.F. The Pulsating Flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine: An Experimental and Computational Study. *Transactions of ASME. Journal of Turbomachinery*, 2005, vol. 127 (1), pp. 144–155. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1812322>
- [15] Гришин Ю.А. Взаимодействие импульсов нестационарного течения газов с турбиной. *Двигателестроение*, 2017, № 2, с. 11–14.
- [16] Semenchukova V., Grishin Y., Malastowski N. Mathematical Modeling of a Piston Engine Pneumatic Start. *International Russian Automation Conference RusAutoCon*, Sochi, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2018, no. 11, art. no. 8501794, pp. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/RUSAUTOCON.2018.8501794>
- [17] Годунов С.К., ред. *Численное решение многомерных задач газовой динамики*. Москва, Наука, Физматлит, 1976, 400 с.
- [18] Рождественский Б.Л., Яненко Н.Н. *Системы квазилинейных уравнений и их приложения к газовой динамике*. Москва, Наука, 1978, 688 с.
- [19] Гогричиани Г.В., Шипилин А.В. *Переходные процессы в пневматических системах*. Москва, Машиностроение, 1986, 160 с.
- [20] Toro E.F. *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction*. Berlin, Springer Science & Business Media, 1997, 724 p.
- [21] Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Хмелев Р.Н. Граничные условия для численного расчета газообмена в поршневых двигателях. *Инженерно-физический журнал*, 2017, № 4, с. 1012–1017.
- [22] *Fundamental Data Obtained from Shock-tube Experiments*. Ed. Ferri A. Oxford-London-New York-Paris, Pergamon Press, 1961, 442 p.
- [23] Гришин Ю.А., Семенчукова В.С. Применение нестационарных газодинамических функций в расчетной схеме численного метода распада разрыва. *Матер. 21-ой Междунар. конф. по вычислительной механике и современным прикладным программным системам: сб. тр.*, Москва, МАИ, 2019, с. 51–53.
- [24] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика: в 2 ч. Ч. 1*. Москва, Наука, Физматлит, 1991, 600 с.
- [25] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2007, 176 с.
- [26] Лапшин А.М. *Авиационный двигатель М-14П*. Москва, Книга по Требованию, 2021, 230 с.

References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Grishin Yu.A. The Analysis of Inertia Supercharging and Increase in Diesel Engines Cost-Effectiveness. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2011, no. 10, pp. 46–51 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2011-10-46-51>
- [3] Stehlig J., Taylor J., Dingelstadt R., Gurney D. Variable-length Air Intake Module for Turbocharged Engines. *Motor Technical Journal*, 2012, vol. 73, no. 1, pp. 34–41 (in Germ.).
- [4] Rubayi N.A. Acoustic Vibrations in Intake Manifold System and the Supercharging of Engines. *Applied Acoustics*, 1972, no. 5, pp. 39–53.
- [5] Semenov B.N., Komov A.P. *Akusticheskiy nadduv kak sredstvo snizheniya udel'nogo effektivnogo raskhoda topliva* [Acoustic Supercharging as a Means of Reducing the Specific Effective Fuel Consumption]. Moscow, NIINFORMTYaZhMASH publ., 1972, pp. 30–35 (in Russ.).
- [6] Grishin Yu.A., Bakulin V.N. Dynamic Engine Charge Simulation for Unmanned Aerial Vehicles. *18th International Conference "Aviation and Cosmonautics" (Avia Space-2019), IOP Conf. Series. Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 868, art. no. 012007, pp. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/868/1/012007>
- [7] Grishin Yu.A., Semenchukova V.S. Numerical Simulation of a Piston Engine Supercharging. *International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon*, Vladivostok, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2020, pp. 1–6. DOI: <https://doi.org/10.1109/FarEastCon50210.2020.9271314>

- [8] Modern Engine Design Technologies. Proceedings of the CIMAC Congress. *Engines Construction*, 2020, no. 1, pp. 52–62 (in Russ.).
- [9] Enikeev R.D., Chernousov A.A. Design and Implementation of a Package of Applied Programs for the Analysis and Synthesis of Complex Technical Objects. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 5, pp. 60–68 (in Russ.).
- [10] Khmelev R.N. *Matematicheskoe i programmnoe obespechenie sistemnogo podkhoda k issledovaniyu i raschetu porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Mathematical and Software of a System Approach to the Study and Calculation of Internal Combustion Reciprocating Engines]. Tula, TulSU publ., 2011, 229 p. (In Russ.).
- [11] Grishin Yu.A., Bakulin V.N. New Calculation Schemes Based on the Large-Particle Method for Modeling Gas-Dynamic Problems. *Doklady Physics*, 2015, vol. 60, no. 12, pp. 555–558.
DOI: <https://doi.org/10.1134/s1028335815120058>
- [12] Grishin Yu.A., Bakulin V.N. Numerical Investigation of Flow in a Centrifugal Compressor. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2015, vol. 88, no. 5, pp. 1274–1279.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-015-1309-0>
- [13] Gureev V.M., Khairullin A.K., Varlamov F.A., Gumerov I.F., Khafizov R.K. Influence of Combustion Chamber Geometry and Compression Ratio on the Main Parameters of a Diesel Aircraft Engine. *Russian Aeronautics*, 2017, vol. 60, no. 2, pp. 219–222. DOI: <https://doi.org/10.3103/S106879981702009X>
- [14] Palfreyman D., Martinez-Botas R.F. The Pulsating Flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine: An Experimental and Computational Study. *Transactions of ASME. Journal of Turbomachinery*, 2005, vol. 127 (1), pp. 144–155. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1812322>
- [15] Grishin Yu.A. Nonstationary Gas Flow Pulses and Turbine Internals. *Engines Construction*, 2017, no. 2, pp. 11–14 (in Russ.).
- [16] Semenchukova V., Grishin Y., Malastowski N. Mathematical Modeling of a Piston Engine Pneumatic Start. *International Russian Automation Conference RusAutoCon*, Sochi, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2018, no. 11, art. no. 8501794, pp. 1–4.
DOI: <https://doi.org/10.1109/RUSAUTOCON.2018.8501794>
- [17] *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki* [Numerical Solution of Multidimensional Problems of Gas Dynamics]. Ed. Godunov S.K. Moscow, Nauka publ., Fizmatlit publ., 1976, 400 p. (In Russ.).
- [18] Rozhdestvenskiy B.L., Yanenko N.N. *Sistemy kvazilineynykh uravneniy i ikh prilozheniya k gazovoy dinamike* [Systems of Quasilinear Equations and their Applications to Gas Dynamics]. Moscow, Nauka publ., 1978, 688 p. (In Russ.).
- [19] Gogrichiani G.V., Shipilin A.V. *Perekhodnye protsessy v pnevmaticheskikh sistemakh* [Transients in Pneumatic Systems]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1986, 160 p. (In Russ.).
- [20] Toro E.F. *Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction*. Berlin, Springer Science & Business Media, 1997, 724 p.
- [21] Grishin Yu.A., Zenkin V.A., Khmelev R.N. Boundary Conditions for Numerical Calculation of Gas Exchange in Piston Engines. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2017, vol. 90, no. 4.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1644-4>
- [22] *Fundamental Data Obtained from Shock-tube Experiments*. Ed. Ferri A. Oxford-London-New York-Paris, Pergamon Press, 1961, 442 p.
- [23] Grishin Yu.A., Semenchukova V.S. Primenenie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh funktsiy v raschetnoy skheme chislennogo metoda raspada razryva [Application of Non-Stationary Gas-Dynamic Functions in the Calculation Scheme of the Numerical Method of Discontinuity Decay]. *Mater. 21-oy Mezhdunar. konf. po vychislitel'noy mekhanike i sovremennym prikladnym programnym sistemam: sb. tr.* [Proceedings of the 21st International Conference on Computational Mechanics and Modern Applied Software Systems: Proceedings]. Moscow, MAI publ., 2019, pp. 51–53 (in Russ.).
- [24] Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika: v 2 ch. Ch. 1.* [Applied Gas Dynamics. Pt. 1]. Moscow, Nauka publ., Fizmatlit publ., 1991, 600 p. (In Russ.).
- [25] Patrakhaltsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Forcing Internal Combustion Engines by Supercharging]. Moscow, “Legion-Avtodata” publ., 2007, 176 p. (In Russ.).
- [26] Lapshin A.M. *Aviatsionnyy dvigatel' M-14P* [Aircraft Engine M-14P]. Moscow, Kniga po Trebovaniyu publ., 2021, 230 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 24.10.2022

Сведения об авторах

Гришин Юрий Аркадьевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: grishin.bmstu@mail.ru

Семенчукова Валерия Сергеевна — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Information about the authors

Grishin Yuriy Arkadievich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University. E-mail: grishin.bmstu@mail.ru

Semenchukova Valeria Sergeevna — PG, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гришин Ю.А., Семенчукова В.С. Использование нестационарных газодинамических функций для численного моделирования волновых процессов в поршневом двигателе. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 28–39. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.28-39>

Citation:

Grishin Yu.A., Semenchukova V.S. Use of Non-Stationary Gas-Dynamic Functions in Numerical Simulation of the Wave Processes in a Piston Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 28–39 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.28-39>

УДК 629.3+621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.4.40-49

Определение расхода топлива автомобиля в ездовых циклах аналитическими методами

А.В. Химченко¹, Н.И. Мищенко², В.В. Быков²

¹ Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

² Автомобильно-дорожный институт ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

Determination of the Vehicle Fuel Consumption in Driving Cycles Using the Analytical Methods

A.V. Khimchenko¹, N.I. Mishchenko², V.V. Bykov²

¹ Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

² Automobile and Road Institute of the Donetsk National Technical University

Проанализированы некоторые недостатки широко используемых расчетно-аналитических методов определения расхода топлива автомобиля в эксплуатации, в частности, в ездовых циклах. Уточнен метод определения расхода топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок для использования в методике определения расхода топлива автомобиля в ездовом цикле. Использован расчетно-аналитический метод с применением зависимостей теории движения автомобиля, зависимостей для определения топливной характеристики установившегося движения автомобиля, а также результаты имитационного моделирования. Получены зависимости для определения требуемого крутящего момента двигателя для движения автомобиля в режимах ездового цикла. Показано, что пренебрежение силами инерции на малых скоростях движения во время разгона приводит к большой погрешности, которая влияет на определение расхода топлива. В результате уточнения методики аналитического определения расхода получена зависимость часового расхода топлива при работе двигателя на режимах, соответствующих движению автомобиля в ездовом цикле ECE 15. Использование предложенного аналитического подхода при определении расхода топлива для известных условий движения позволяет получить результаты, аналогичные результатам имитационного моделирования.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, часовой расход топлива, удельный эффективный расход топлива, использование мощности двигателя, ездовой цикл, режимы холостого хода, режимы малых нагрузок, расчетно-аналитический метод

The paper analyzes certain drawbacks of the widely used calculation and analytical methods in determining fuel consumption of a vehicle in operation, in particular, in the driving cycles. The method for determining fuel consumption at idle and low loads was improved for use in the methodology for identifying fuel consumption of a vehicle in the driving cycle. Calculation and analytical method was used with dependences of the vehicle movement theory, dependencies determining fuel characteristics of the steady vehicle movement, as well as results of the simulation modeling. Dependences were obtained to identify the required engine torque for controlling a vehicle in the driving cycle modes. It was shown that neglecting inertial forces at low speeds during acceleration could lead to a significant error affecting determination of the fuel consumption. Refining the methodology of analytical consumption determination resulted in obtaining the dependence of hourly fuel consumption with the engine running in modes corresponding to the vehicle movement in the ECE 15 driving cycle. Using the proposed analytical approach to determine fuel consumption for the known driving conditions allows obtaining results similar to the results of simulation modeling.

Keywords: vehicle, internal combustion engine, hourly fuel consumption, specific effective fuel consumption, engine power utilization, driving cycle, idling modes, low load modes, calculation and analytical method

Введение

В хозяйственной деятельности предприятий автомобильного транспорта учет расхода топлива является одним из важных аспектов, позволяющих достаточно точно оценивать затраты на перевозку, а также планировать будущие расходы. Для малых предприятий это также может быть важным. Точный учет часто связывают с возможностью предотвратить хищение топлива. В связи с этим возможность достоверного определения нормы расхода топлива при движении автомобиля в различных условиях является и будет являться достаточно актуальной задачей в ближайшей перспективе.

Рекомендованная в Российской Федерации методика определения нормы расхода топлива¹ может иметь значительную погрешность в связи с наличием большого количества факторов, влияющих на расход топлива [1–3]. Это подталкивает ряд инженеров и ученых к попыткам разработать уточненные методики и получить более точные значения расходов при движении автомобиля в эксплуатационных условиях [4–11]. Поскольку экспериментальные методы определения могут быть более затратными по сравнению с расчетными, особое внимание уделяют возможности определить расход топлива автомобиля в эксплуатации в тех или иных условиях расчетно-аналитическим путем.

Использование расчетных методов основывается преимущественно на принципах, заложенных академиком Е.А. Чудаковым. Базовой величиной, необходимой для определения путевого расхода топлива, в этом случае служит удельный эффективный расход топлива g_e . С помощью формулы, предложенной И.О. Шлиппе, учитывают нагрузочные и скоростные режимы работы двигателя [12–14]. В некоторых случаях [7] применяют другие модели, которые при ближайшем рассмотрении являются модернизацией и конкретизацией традиционного метода, расширенного с помощью ряда эмпирических зависимостей.

Для сравнения результатов моделирования и результатов испытаний, как правило, применяют стандартизованные методы — это определение расхода топлива в ездовых циклах [2, 15]. Выбора в этом отношении у исследователей нет.

Стандартизованные ездовые циклы являются результатами экспериментальных исследований, результатами работы больших коллективов. Хотя в отдельных случаях они и требуют обновления, но в целом достаточно хорошо отражают режимы эксплуатации автомобиля. Очевидно, это правильный подход и практически безальтернативный.

К сожалению, применение традиционных методов при моделировании расходов топлива двигателем и автомобилем при применении ездовых циклов сопряжено с рядом проблем. Основная — это наличие в ездовых циклах режима холостого хода и режимов с малыми нагрузками. Удельный эффективный расход топлива на режиме холостого хода стремится к бесконечности. Исключение составляет режим принудительного холостого хода, на котором подача топлива прекращается. Конечно, в современных автомобилях двигатель внутреннего сгорания может полностью останавливаться и запускаться перед началом движения. Однако такие автомобили не составляют большинство среди находящихся в эксплуатации. Кроме того, при малых нагрузках удельный эффективный расход топлива может быть достаточно большим, а поскольку процесс движения непрерывный, может понадобиться определение расхода топлива для режимов, близких к холостому ходу.

В отдельных работах [4, 5] авторы не замечают или сознательно избегают обсуждения вопроса определения расхода топлива на холостом ходу. Это может не давать существенной погрешности при расчете движения автомобиля на маршруте с малым числом остановок [5], однако ставит под сомнение точность представленных результатов, полученных для ездовых циклов [4]. В других работах [16, 17] поиск решения очевиден — осуществлялась попытка определять расход топлива на холостом ходу посредством введения понятия удельного индикаторного расхода.

Попытки получения достоверного результата с помощью классического метода привели авторов к необходимости анализа и поиска приемлемого решения. В связи с этим *целью данной работы* являлся уточнение метода определения расхода топлива на холостом ходу и при малых

¹ Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте. Распоряжение Минтранса России от 14.03.2008 № АМ-23-р (ред. от 14.07.2015).

нагрузках для использования в методике определения расхода топлива автомобиля в ездовом цикле.

Материалы и методы

В отличие от ездовых циклов для дорожных испытаний, определенных стандартом Российской Федерации ГОСТ Р 54810–2011¹, европейские ездовые циклы ECE 15, EUDC и NEDC² являются более щадящими с точки зрения нагрузки на двигатель [18]. В них ускорение автомобиля при разгоне является фиксированным для всех автомобилей. При дорожных испытаниях по ГОСТ Р 54810–2011 автомобиль должен разгоняться при полностью открытой дроссельной заслонке или полной подаче топлива, что предполагает максимально возможное ускорение и усложняет расчет или имитационное моделирование [19]. Естественно, значение максимального ускорения различается для автомобилей разной массы и с различными характеристиками двигателей. В такой ситуации при разгоне двигатель работает по внешней скоростной характеристике.

В целом анализ режимов работы двигателя в европейских ездовых циклах и циклах Российской Федерации показывает, что в европейских ездовых циклах двигатель работает при меньших нагрузках.

В работе использован расчетно-аналитический метод с применением зависимостей теории движения автомобиля, зависимостей для определения топливной характеристики установившегося движения автомобиля, а также результаты имитационного моделирования.

При описании ездовых циклов задаются скоростным режимом и временем или пройденным расстоянием, поэтому при определении расхода топлива в цикле важным этапом является определение требуемой нагрузки на двигатель. Рассмотрим способ определения нагрузки двигателя при движении по европейскому городскому ездовому циклу ECE 15. Поскольку

в некоторых случаях [4] авторы рассматривают процесс разгона квазистационарным без учета влияния инерции, оценим также возможную погрешность такого метода.

Определение нагрузки на двигатель при движении по ездовому циклу

Для определения необходимого момента и мощности за основу может быть взято известное уравнение силового баланса в классическом виде

$$P_t = P_d + P_v + P_i, \quad (1)$$

где P_t, P_d, P_v, P_i — сила тяги, силы дорожного и воздушного сопротивления и сила инерции соответственно.

Подставляя их значения в уравнение силового баланса (1), с учетом кинематической связи частоты вращения коленчатого вала и скорости получаем зависимость

$$\frac{M_e U_{тр} \eta_{тр}}{r_d} = \delta_{вр} j_a m_a + g m_a \psi + \frac{F_a K_v n^2 \pi^2 r_d^2}{900 U_{тр}^2}. \quad (2)$$

Здесь M_e — эффективный крутящий момент двигателя; r_d — динамический радиус колеса; j_a — ускорение автомобиля; m_a — масса автомобиля; g — ускорение свободного падения; F_a — лобовая площадь автомобиля; K_v — суммарный коэффициент сопротивления воздушной среды; n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹. Единицы измерения всех этих величин соответствуют Международной системе единиц СИ. Кроме того, в уравнении присутствуют безразмерные величины: передаточное число трансмиссии $U_{тр}$, коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$, коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$ и коэффициент суммарного дорожного сопротивления ψ .

Момент двигателя, необходимый для движения в заданных условиях и получаемый из зависимости (2), составляет

$$M_{e\text{ треб}} = \frac{r_d m_a}{U_{тр} \eta_{тр}} \left(j_a \delta_{вр} + g \psi + \frac{F_a K_v n^2 \pi^2 r_d^2}{900 m_a U_{тр}^2} \right). \quad (3)$$

¹ ГОСТ Р 54810–2011. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.

² ГОСТ Р 41.83–2004 (Правила ЕЭК ООН № 83). Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей; Правила ЕЭК ООН № 83 (05) / Пересмотр 3. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязняющих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей.

Данная форма записи хорошо отражает крутящий момент, необходимый для преодоления сил инерции: первое слагаемое после раскрытия скобок

$$M_{e \text{ ин}} = \frac{r_d m_a j_a \delta_{\text{вр}}}{U_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}$$

показывает, какую погрешность может давать квазистационарный подход при разбивке ездового цикла на достаточно большие участки без учета сил инерции [4]. Так, для легкового автомобиля массой 1500 кг при разгоне на первой передаче в первую секунду движения момент двигателя по формуле (3) может превышать 50 Н·м. При квазистационарном подходе без учета инерции [4] для средней скорости V_a за первую секунду движения при расчете по формуле

$$M_{e \text{ треб}} = \frac{r_d m_a}{U_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} \left(g \psi + \frac{F_a K_v V_a^2}{m_a} \right)$$

получим требуемое значение момента. Для автомобиля типа «Нива Шевроле» это значение составляет чуть более 5 Н·м.

Расход топлива автомобиля напрямую зависит от необходимого крутящего момента. В настоящее время системы впрыска непосредственно реализуют этот принцип. Как правило, в систему управления записана таблица времени впрыска в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и требуемого крутящего момента двигателя. Таким образом, очевидно, что для корректного определения расхода топлива в ездовом цикле при использовании квазистационарного подхода необходимо учитывать момент и мощность, требуемые для разгона автомобиля. При этом может использоваться зависимость (3).

Выбор базовой величины для расчета путевого расхода топлива в ездовом цикле

Как упоминалось ранее в отечественной академической литературе [13, 14], для определения путевого расхода топлива используется удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме, который корректируется коэффициентами по формуле И.О. Шлиппе в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузочного режима. К сожалению, в различных источниках [5, 14, 20–22] зависи-

мости удельного эффективного расхода топлива от нагрузки достаточно сильно различаются. С одной стороны, это неудивительно, поскольку автомобильные двигатели с годами совершенствуются. С другой, как показывает анализ, применять эти данные к конкретному двигателю проблематично, так как они являются усредненными, не отражают особенности конструкции и рабочего процесса двигателя, а каждый автор опирается на доступный ему объем информации. На рис. 1 для примера приведены зависимости коэффициента, учитывающего влияние использования мощности для бензиновых двигателей и построенные по данным из источников [14, 20, 21]. Видно, что графики хорошо согласуются при нагрузках выше 60 %. При меньших нагрузках ситуация меняется.

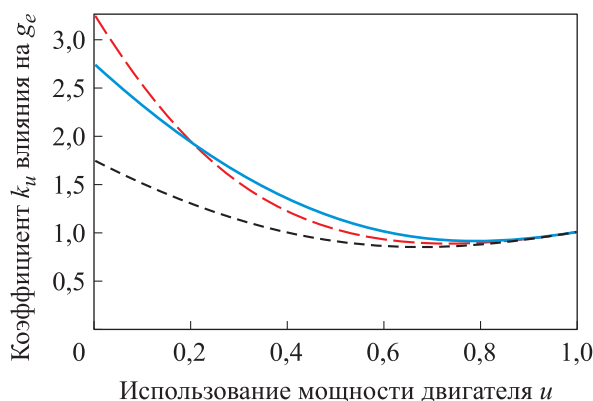


Рис. 1. Зависимости коэффициента, учитывающего влияние использования мощности двигателя: — по данным [14]; — по данным [21]; — по данным [20]

По данным авторов из Национального транспортного университета (г. Киев) [21], получается, что при нагрузках менее 20 % современные бензиновые двигатели имеют еще более высокий расход топлива, чем двигатели семидесятых-восемидесятых годов прошлого века. Это сомнительный вывод. Вероятно, авторы не обладали достаточной информацией о расходах топлива при низких нагрузках.

Прекрасно согласуется с современной тенденцией график, построенный по данным из [20] на участке выше 20 % нагрузки. Поскольку один из приоритетных путей развития бензиновых двигателей последних трех десятилетий — это снижение расхода топлива в первую очередь на частичных нагрузках, в целом зависимость выглядит достаточно логичной. Однако в источ-

нике не приведены данные при нагрузке менее 20 %, а на рисунке нами умышленно приводится экстраполяция до значения холостого хода. Все три графика при отсутствии использования мощности двигателя, т. е. на режиме холостого хода, не позволяют получить значение удельного эффективного расхода топлива, стремящееся к бесконечности. Очевидно, что использование данных зависимостей на малых нагрузках даст огромную погрешность. При нагрузке в 10 % расчет по данным разных авторов может отличаться более чем в 1,5 раза. Кроме того, на режиме холостого хода использование приведенных зависимостей не имеет смысла. Связано это с тем, что при работе на холостом ходу эффективная мощность и эффективный крутящий момент отсутствуют, но топливо на получение индикаторной мощности и крутящего момента при этом расходуется.

Одним из выходов из сложившейся ситуации может быть использование индикаторных параметров двигателя, например удельного индикаторного расхода топлива. В этом случае необходимо знать механические потери, выраженные, например, в виде мощности или момента сопротивления. Подобная попытка сделана в работах [16, 17]. Однако авторы пытаются использовать общепринятое в теории поршневых двигателей понятие удельного индикаторного расхода топлива, придав ему иной смысл, что не решает проблему, а только создает путаницу.

Величиной, которая может быть использована для определения путевого расхода топлива автомобиля на всех режимах работы двигателя, в том числе на режиме холостого хода, является часовой расход топлива, измеренный в граммах в час, килограммах в час или литрах в час зависимости от практических нужд. Данный показатель широко используется при моделировании топливной экономичности двигателя системами автоматизированного моделирования, например в пакете MATLAB Simulink Drivelink, и автопроизводителями при разработке системы управления двигателями внутреннего сгорания. Так, одна из калибровочных карт системы управления бензиновыми двигателями представляет собой таблицу — зависимость времени впрыска от частоты вращения коленчатого вала двигателя и фактора нагрузки. Время впрыска при заданной частоте вращения и относительно постоянном давлении топлива перед форсункой

является величиной, пропорциональной часовому расходу топлива. Это справедливо как для бензиновых двигателей, так и для дизельных с аккумуляторными системами впрыска. Данная величина является более предпочтительной отправной точкой при расчете расхода топлива в ездовых циклах. Кроме того, экспериментальные значения часового расхода топлива на холостом ходу зачастую могут быть получены с помощью бортового компьютера автомобиля.

Поскольку значение часового расхода топлива для двигателя на нагрузочных и скоростных режимах, как правило, неизвестно, возможно объединение двух подходов. На режимах нагружения более 20 % в качестве опорной величины можно использовать удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме. При этом характер изменения g_e как по частоте вращения, так и по нагрузке желательно закладывать на основе имеющейся информации о двигателе автомобиля. Естественно, такая информация имеется у завода-изготовителя. Для независимых исследователей и инженеров, не имеющих связей с заводом-изготовителем или государственными научными центрами, источником информации могут быть испытания независимых тюнинговых лабораторий. Имея удельный эффективный расход топлива, эффективную мощность двигателя внутреннего сгорания и частоту вращения коленвала по известной формуле несложно получить значения часового расхода топлива при средних и высоких нагрузках. Значение часового расхода топлива при малых нагрузках могут быть получены интерполяцией с опорой на значение известное для холостого хода. Здесь следует проявлять предельную аккуратность, поскольку эта зона существенно влияет на значение суммарного расхода топлива в ездовом цикле.

В конечном счете путевой расход топлива Q_S в литрах на 100 км определяется как отношение суммарного расхода G_Σ за ездовой цикл к пройденному пути $S_{\text{цикл}}$ в цикле с учетом плотности топлива ρ_T :

$$Q_S = \frac{G_\Sigma}{\rho_T S_{\text{цикл}}} \cdot 100.$$

Суммарный расход G_Σ определяется численным интегрированием, например методом трапеций, и при достаточном количестве точек расчета обеспечивается высокая точность.

Сравнение результатов, полученных аналитическим методом и имитационным моделированием

Результаты расчетов по предложенной выше методике позволили получить зависимость часового расхода топлива при работе двигателя на режимах, соответствующих движению автомобиля в ездовом цикле. График такой зависимости для легкового автомобиля работающего на пропан-бутановой смеси совместно с графиком Европейского простого городского ездового цикла (ECE 15) приведен на рис. 2. Независимо от данных исследований при имитационном моделировании движения автомобиля «Нива Шевроле» в различных ездовых циклах был получен аналогичный график (рис. 3).

Как видно, зависимости выглядят абсолютно идентично. Различия можно заметить в местах переключения передач. Они связаны с моделированием работы сцепления и зоны его пробуксовки. При квазистационарном аналитическом расчете расхода топлива в ездовом цикле учесть процесс переключения передач и работу сцепления достаточно сложно. В общем случае это не имеет смысла из-за малости промежутка времени, на котором происходит переключение. Полученные данные подтверждают, что квазистационарный режим расчета с учетом сил инерции при большом количестве точек расчета может дать результат, максимально близкий к результатам имитационного моделирования. При этом в качестве базы удобно использовать

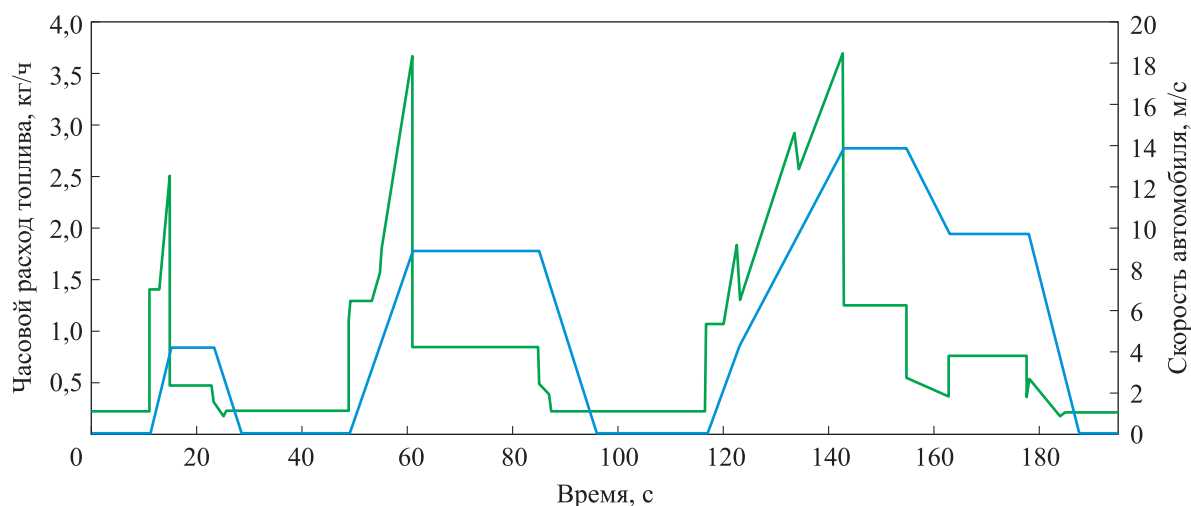


Рис. 2. Зависимости часового расхода топлива (—) и скорости автомобиля (—) от времени в течение ездового цикла ECE 15, полученные аналитическим расчетом

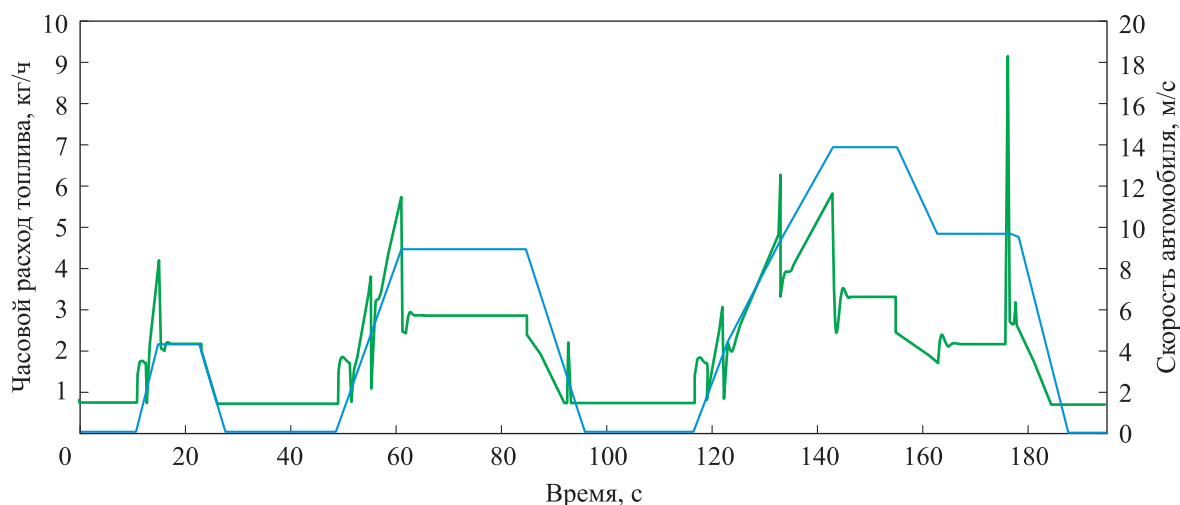


Рис. 3. Зависимости часового расхода топлива (—) и скорости (—) в цикле ECE 15, полученные для автомобиля «Нива Шевроле» имитационным моделированием

часовой расход топлива в зависимости от режима работы двигателя.

Отметим, что определение расхода топлива в европейских ездовых циклах расчетным путем не является самодостаточной задачей. Для автомобилей, которые прошли сертификацию и выпускаются серийно, такие данные известны. Интерес может представлять суммарный расход топлива в известном цикле в случаях, если в конструкцию внесены какие-либо изменения и требуется сравнение, или для оценки адекватности модели расчета расхода топлива.

Как в первом, так и во втором случае часовой расход топлива на холостом ходу и при малых нагрузках может быть определен методами идентификации модели. В дальнейшем полученные данные можно использовать для сравнительных расчетов и определения расходов топлива в других ездовых циклах, например

в соответствии с ГОСТ Р 54810–2011 или для движения по известным маршрутам.

Заключение

Проведенные исследования позволили уточнить методику аналитического определения расхода топлива автомобиля и показали, что при расчете расхода в ездовом цикле использование удельного эффективного расхода топлива в качестве базового значения на малых нагрузках и на холостом ходу нецелесообразно. При расчетах расходов в ездовых циклах перспективно использовать часовой расход топлива двигателя. При этом при аналитических квазистационарных расчетах не следует отбрасывать влияние силы инерции на расход топлива. Это приводит к существенным погрешностям. В целом применение аналитического подхода в известных условиях движения позволяет получить результаты, аналогичные результатам при имитационном моделировании.

Литература

- [1] Московкин В.В., Гуров М.И., Шкель А.С. Нормирование расхода топлива на примере автопоезда SCANIA R480LA4X2HLA. *Информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике. Междунар. науч.-техн. конф.: сб. науч. тр.*, Москва, МИРЭА, 2016, с. 260–264.
- [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] Николаенко А.В., Уханов А.П., Тимохин С.В., Уханов Д.А. Экономия топлива при эксплуатации автотракторных средств на режиме холостого хода ДВС. *Двигателестроение*, 2001, № 2, с. 26–27.
- [4] Болоев П.А., Петров И.В., Скрыбыкин Ф.А. Разработка методики нормирования маршрутного расхода топлива автобуса ЛИАЗ-5256.57 в эксплуатации. *Тракторы и сельхозмашины*, 2021, т. 88, № 6, с. 90–98. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-2021-6-90-98>
- [5] Борисов Г.В., Лелиовский К.Я., Пачурин Г.В. К вопросу о нормировании расхода жидких топлив на автомобильном транспорте. *Фундаментальные исследования*, 2015, № 3, с. 28–35. URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=37079> (дата обращения 29.09.2022).
- [6] Маняшин С.А. *Моделирование расхода топлива автомобилями на базе ездового цикла в низкотемпературных условиях эксплуатации*. Дис. ... канд. техн. наук. Оренбург, Оренбургский ГУ, 2013, 165 с.
- [7] Химченко А.В., Мищенко Н.И., Якушев И.П. и др. Практические проблемы учета расхода топлива в ДНР предприятиями, эксплуатирующими автомобили. *Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Матер. III Междунар. науч.-практической конф.*, Горловка, АДИ ДОННТУ, 2017, с. 85–93.
- [8] Огороднов С.М., Зезюлин Д.В., Макаров В.С. и др. Разработка расчетно-экспериментальной методики оценки расхода топлива при движении автомобиля по заданному маршруту. *Современные проблемы науки и образования*, 2014, № 4, с. 1–11.
- [9] Суматохин Д.Г. *Повышение эффективности разработки индивидуальных маршрутных норм расхода топлива для городских автобусов*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ, 2012, 18 с.
- [10] Химченко А.В., Мищенко Н.И. Составление ездового цикла автомобиля путем аппроксимации отфильтрованных экспериментальных данных с помощью нейронных. *Вести Автомобильно-дорожного института*, 2018, № 4 (27), с. 3–13.
- [11] Химченко А.В., Якушев И.И., Черняков И.Е. Сбор и обработка экспериментальных данных для определения расхода топлива автомобиля в ездовом цикле при эксплуатации. *Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Матер. V междунар. науч.-практической конф.*, Горловка, АДИ ДОННТУ, 2019, с. 125–130.

- [12] Иванов А.М., Нарбут А.Н., Паршин А.С. и др. *Автомобили. Теория эксплуатационных свойств*. Москва, ИЦ Академия, 2013, 176 с.
- [13] Гришкевич А.И. *Автомобили. Теория*. Минск, Высшейшая школа, 1986, 208 с.
- [14] Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. *Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств*. Москва, Машиностроение, 1989, 240 с.
- [15] Гусаков С.В., Марков В.А., Михрячев Д.В. Расчетно-экспериментальная методика корректировки ездового цикла для фазы движения транспортного средства в городских условиях. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 5, с. 23–30.
- [16] Гуров М.Н., Московкин В.В. Формула топливного баланса автомобиля. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 3 (27), с. 58–61.
- [17] Московкин В.В., Шкель А.С., Гуров М.Н. Основные резервы повышения топливной экономичности грузовых автомобилей. *Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Серия: Машиностроение*, 2009, № 27, с. 29–36.
- [18] Гусаков С.В., Афанасьева И.В., Марков В.А. Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC. *Грузовик*, 2010, № 7, с. 22–34.
- [19] Химченко А.В. и др. Особенности моделирования стандартных дорожных испытаний для определения топливной экономичности автомобиля. *Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Матер. VIII Междунар. науч.-практической конф.*, Горловка, АДИ ДОННТУ, 2022, с. 76–80.
- [20] *Dynamical Analysis of Vehicle Systems*. Ed. Schiehlen W. New York, Springer Wien, 2007, 304 p.
- [21] Сахно В.П., Безбородова Г.Б. и др. *Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність*. Київ, В-во КВІЦ, 2004, 174 с.
- [22] Филиппов В.В., Смирнова И.В., Леонтьев Д.И. О зависимости расхода топлива и влиянии на него скорости движения автомобиля и дорожных условий. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 2014, т. 67, с. 7–12.

References

- [1] Moskovkin V.V., Gurov M.I., Shkel' A.S. Normirovanie raskhoda topliva na primere avtopoezda SCANIA R480LA4X2HLA [Rationing of Fuel Consumption on the Example of the SCANIA R480LA4X2HLA Road Train]. *Informatika i tekhnologii. Innovatsionnye tekhnologii v promyshlennosti i informatike. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.: sb. nauch. tr.* [Informatics and Technology. Innovative Technologies in Industry and Informatics. International Scientific and Technical Conference: Collection of Scientific Papers]. Moscow, MIREA publ., 2016, pp. 260–264 (in Russ.).
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Nikolaenko A.V., Ukhanov A.P., Timokhin S.V., Ukhanov D.A. Fuel Saving at Low Idle. *Engines Construction*, 2001, no. 2, pp. 26–27 (in Russ.).
- [4] Boloev P.A., Petrov I.V., Skrybykin F.A. Development of a Methodology for Rationing the Route Fuel Consumption of the LIAZ-5256.57 Bus in Operation. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2021, vol. 88, no. 6, pp. 90–98 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-2021-6-90-98>
- [5] Borisov G.V., Leliovskiy K.Ya., Pachurin G.V. On the Issue of Rationing the Consumption of Liquid Fuels in Road Transport. *Fundamental'nye issledovaniya*, 2015, no. 3, pp. 28–35 (in Russ.). Available at: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=37079> (accessed 29.09.2022).
- [6] Manyashin S.A. *Modelirovanie raskhoda topliva avtomobilyami na baze ezdovogo tsikla v nizkotemperaturnykh usloviyakh ekspluatatsii* Kand. Diss. [Modeling the Fuel Consumption of Vehicles Based on the Driving Cycle in Low-temperature Operating Conditions. Cand. Diss.]. Orenburg, Orenburg GU, 2013, 165 p. (In Russ.).
- [7] Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Yakushev I.P. et al. Prakticheskie problemy ucheta raskhoda topliva v DNR predpriyatiyami, ekspluatiruyushchimi avtomobili [Practical Problems of Accounting for Fuel Consumption in the DPR by Enterprises Operating Cars]. *Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Mater. III Mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf.* [Scientific and Technical Aspects of the Development of the Motor Transport Complex. Materials of the III International Scientific and Practical Conference]. Gorlovka, ADI DONNTU publ., 2017, pp. 85–93 (in Russ.).

- [8] Ogorodnov S.M., Zezyulin D.V., Makarov V.S. et al. Development of Computational and Experimental Methodology for Evaluating Fuel Consumption of Vehicle When Moving on Specified Route. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*, 2014, no. 4, pp. 1–11 (in Russ.).
- [9] Sumatokhin D.G. *Povyshenie effektivnosti razrabotki individual'nykh marshrutnykh norm raskhoda topliva dlya gorodskikh avtobusov*. Avtoref. Kand. Diss. [Improving the Efficiency of Developing Individual Route Fuel Consumption Rates for City Buses. Abs. Cand. Diss.]. Moscow, MADI, 2012, 18 p. (In Russ.).
- [10] Khimchenko A.V., Mishchenko N.I. Formation of the Automobile Driving Cycle by the Approximation of Experimental Data Using Neural Network. *Bulletin of the Automobile and Highway Institute*, 2018, no. 4 (27), pp. 3–13 (in Russ.).
- [11] Khimchenko A.V., Yakushev I.I., Chernyakov I.E. Sbor i obrabotka eksperimental'nykh dannykh dlya opredeleniya raskhoda topliva avtomobilya v ezdomom tsikle pri ekspluatatsii [Collection and Processing of Experimental Data to Determine the Vehicle Fuel Consumption in a Routing Cycle when Operating]. *Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Mater. V mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf.* [Scientific and Technical Aspects of the Development of the Motor Transport Complex. Materials of the V International Scientific and Practical Conference]. Gorlovka, ADI DONNTU publ., 2019, pp. 125–130 (in Russ.).
- [12] Ivanov A.M., Narbut A.N., Parshin A.S. et al. *Avtomobili. Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv* [Cars. Performance Theory]. Moscow, ITs Akademiya publ., 2013, 176 p. (In Russ.).
- [13] Grishkevich A.I. *Avtomobili. Teoriya* [Cars. Theory]. Minsk, Vysheyshaya shkola publ., 1986, 208 p. (in Russ.).
- [14] Litvinov A.S., Farobin Ya.E. *Avtomobil': Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv* [Car: Performance Theory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1989, 240 p. (In Russ.).
- [15] Gusakov S.V., Markov V.A., Mikhryachev D.V. Experiment-calculated Method to Adjust a Drive Cycle for Vehicle Motion Phase in Urban Conditions. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2012, no. 5, pp. 23–30 (in Russ.).
- [16] Gurov M.N., Moskovkin V.V. Formula of Fuel Balance of the Car. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2012, no. 3 (27), pp. 58–61 (in Russ.).
- [17] Moskovkin V.V., Shkel' A.S., Gurov M.N. The Basic Reserves of Increase of Fuel Profitability of Lorries. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo universiteta priborostroeniya i informatiki. Seriya: Mashinostroenie*, 2009, no. 27, pp. 29–36 (in Russ.).
- [18] Gusakov S.V., Afanas'eva I.V., Markov V.A. The Energy Balance of the Hybrid Power Plant of the Car While Driving in Accordance with the New European Test Cycle NEDC. *Gruzovik*, 2010, no. 7, pp. 22–34 (in Russ.).
- [19] Khimchenko A.V. et al. Osobennosti modelirovaniya standartnykh dorozhnykh ispytaniy dlya opredeleniya toplivnoy ekonomichnosti avtomobilya [Simulation Features of Standard Road Tests to Determine the Fuel Efficiency of a Car]. *Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Mater. VIII Mezhdunar. nauch.-prakticheskoy konf.* [Scientific and Technical Aspects of the Development of the Motor Transport Complex. Materials of the VIII International Scientific and Practical Conference]. Gorlovka, ADI DONNTU publ., 2022, pp. 76–80 (in Russ.).
- [20] *Dynamical Analysis of Vehicle Systems*. Ed. Schiehlen W. New York, Springer Wien, 2007, 304 p.
- [21] Sakhno V.P., Bezborodova G.B. et al. *Avtomobili. Tyagovo-shvidkisni vlastivosti ta palivna ekonomichnist'* [Cars. Traction-speed Properties and Fuel Efficiency]. Kiev, KVITs publ., 2004, 174 p. (In Ukr.).
- [22] Filippov V.V., Smirnova I.V., Leont'ev D.I. On Dependence of Fuel Consumption and the Impact of Vehicle Speed and Road Conditions on it. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2014, vol. 67, pp. 7–12 (in Russ.).

Материалы получены редакцией 27.10.2022

Сведения об авторах

Химченко Аркадий Васильевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины, трактора и автомобили» ВГАУ им. императора Петра I.

E-mail: himch.arkady@yandex.ru

Мищенко Николай Иванович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» АДИ ГОУВПО «ДОННТУ». E-mail: mim2802@mail.ru

Быков Валерий Васильевич — кандидат технических наук, доцент, декан автомобильно-дорожного факультета АДИ ГОУВПО «ДОННТУ». E-mail: bykov_v_@mail.ru

Information about the authors

Khimchenko Arkadiy Vasilyevich — Ph. D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Agricultural Machinery, Tractors and Automobiles, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great. E-mail: himch.arkady@yandex.ru

Mishchenko Nikolay Ivanovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Automotive Transport, Automobile and Road Institute of the Donetsk National Technical University. E-mail: mim2802@mail.ru

Bykov Valery Vasilievich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Dean of the Automobile and Road Faculty, Automobile and Road Institute of the Donetsk National Technical University. E-mail: bykov_v_@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Химченко А.В., Мищенко Н.И., Быков В.В. Определение расхода топлива автомобиля в ездовых циклах аналитическими методами. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 40–49.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.40-49>

Citation:

Khimchenko A.V., Mishchenko N.I., Bykov V.V. Determination of the Vehicle Fuel Consumption in Driving Cycles using the Analytical Methods. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 40–49 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.40-49>

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.4.50-64

Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых двигателей

А.В. Пассар¹, Л.П. Цыганкова²

¹ Вычислительный центр Дальневосточного отделения РАН

² Политехнический институт ФГАОУ ВО

«Дальневосточный федеральный университет»

Selection of the Radial-Axial Turbine Design Methods for the Piston Engines

A.V. Passar¹, L.P. Tsigankova²

¹ FEB RAS

² Polytechnic Institute of the Far Eastern Federal University

Приведено обоснование необходимости выбора математической модели, дополненной эмпирическими формулами для вычисления потерь кинетической энергии, что позволит определять значения газодинамических и энергетических характеристик турбинной ступени на среднем радиусе с достаточной для практического использования точностью. Дано теоретическое обоснование правомочности использования результатов расчета, выполненного для газодинамических характеристик, числовые значения которых характерны для среднего радиуса меридионального сечения проектируемых турбин. Представлен путь совершенствования одномерных методов расчета для оптимизации турбинной ступени методом неопределенных множителей Лагранжа (в качестве целевой функции принят КПД, зависящий от характеристического числа и степени реактивности); выбора оптимальных размеров рабочего колеса и рабочих лопаток; учета влияния неоднородности потока газа в выходном сечении на его газодинамические характеристики; учета явлений в межвенцовых зазорах и лабиринтных уплотнениях; построения меридионального обвода проточной части. Показано, что данные методы при соответствующем дополнении эмпирическими зависимостями, позволяющими определять потери кинетической энергии газа с учетом конфигурации межлопаточных каналов, можно применять для вычисления газодинамических параметров турбин.

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

The paper provides rationale for the need to select a mathematical model supplemented by empirical formulas to calculate the kinetic energy losses making it possible to determine the gas-dynamic and energy characteristic values of a turbine stage at the average radius with accuracy sufficient for the practical use. Theoretical substantiation is presented of eligibility in using results of calculation performed for the gas-dynamic characteristics, which numerical values are typical for the average radius of the designed turbine meridional section. A way of improving the one-dimensional calculation methods for optimizing the turbine stage is presented. It includes the method of indefinite Lagrange multipliers (efficiency factor depending on the characteristic number and the degree of reactivity is taken as the target function); selection of the optimal dimensions of the impeller and rotor blades; accounting for the influence of gas flow non-one-dimensionality in the outlet section on its gas-dynamic characteristics; accounting for phenomena in interventional gaps and labyrinth seals; constructing meridional bypass of the flow path. It is shown that these methods with appropriate addition of the empirical dependencies making it possible to determine the loss in gas kinetic energy and taking into account the interblade channels configuration could be used to calculate the gas-dynamic parameters of turbines.

Keywords: design outlet angle, impeller, radial-axial turbine, head coefficient, flow path, turbine characteristics, streamline, throughput

Введение

Совершенствование оборудования, позволяющего улучшить эксплуатационные характеристики двигателя внутреннего сгорания (ДВС), всегда остается задачей повышенной актуальности для двигателестроения, особенно в области увеличения мощности двигателя при сохранении (или даже уменьшении) его массогабаритных характеристик, т. е. при использовании турбонаддува. Этому вопросу посвящено много работ, результаты которых регулярно публикуются [1–3]. Очевидно, что для создания высокоэффективного двигателя необходимо уделять большое внимание всем его элементам, в том числе энергетической эффективности турбины, приводящей компрессор наддува в действие. Работы включают в себя определение энергетических и газодинамических характеристик не только в межлопаточных каналах, но и в межвенцовом зазоре, численными [4] и экспериментальными [5–11] методами.

В представленной работе на основе многолетнего опыта изучения методов расчета для создания турбин для комбинированных двигателей [12–25] представлен анализ одномерных методик расчета ступеней турбин по среднему радиусу меридионального сечения примени-

тельно к радиально-осевым турбинам (РОТ). Подобные методики наиболее перспективны с точки зрения энергетической эффективности.

Движение потока газа в межлопаточных каналах РОТ является нестационарным процессом трехмерного течения неидеального газа, который на данный момент не имеет аналитического решения. Задачу упрощают, внося в алгоритм численного решения допущения, обоснованные экспериментальными результатами. Например, пренебрегают нестационарностью процессов, вызванной перемещением лопаток рабочего колеса (РК) относительно сопел соплового аппарата (СА), рассматривая движение газа как установившееся. В этом случае полученные параметры действительного процесса являются осредненными по времени [26]. В ряде исследований рассматривают движение потока в виде идеального газа. Вязкость учитывают путем введения эмпирических поправок, рекомендуемых в технической литературе.

Современные методы расчета РОТ основаны на численном решении систем уравнений, которые описывают процесс движения потока газа в специфических участках межлопаточных каналов, например, во входном и выходном сечениях. Такую модель условно считают «нульмерной» [27]. Численная реализация таких

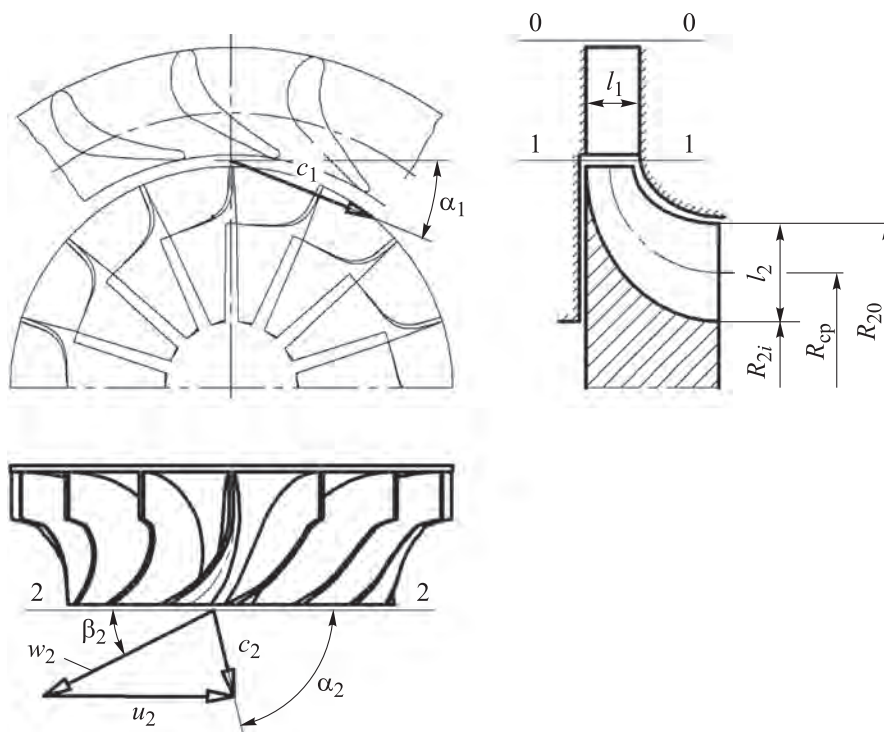


Рис. 1. Геометрия межлопаточных каналов

уравнений возможна в прямой и обратной постановке.

При решении задачи в прямой постановке с соответствующим дополнением эмпирическими зависимостями функций потерь применяют метод последовательных приближений, в котором варьируется давление газа в выходном сечении СА. При этом необходимо, чтобы все геометрические размеры проточной части были заданы. В результате вычислений уточняют расход газа через СА и РК, а также все термодинамические и газодинамические параметры во входных и выходных сечениях РК. Как правило, прямую постановку задачи применяют для определения характеристик турбин: КПД $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$ и пропускной способности $\mu_{f_T} = f_2(\bar{H}_T)$, м^2 , где $\bar{H}_T$ — коэффициент напора, $\bar{H}_T = \frac{2gL_{T,ад}}{u_1^2}$ (g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; $L_{T,ад}$ — адиабатная работа расширения газов в РОТ, кДж ; u_1 — окружная скорость входной части РК, м/с).

В качестве проектного применяют расчет РОТ в обратной постановке, при этом расход газа и степень реактивности считают заданными. Кроме термодинамических и газодинамических параметров определяют размеры лопаток l_1 и l_2 (рис. 1), обеспечивающие необходимый расход газа в межлопаточных каналах РК при заданных углах α_1 и β_2 (либо наоборот, определяют углы α_1 и β_2 при заданных размерах лопаток l_1 и l_2).

Несмотря на то, что описанные методы выше [28–32] приняты как основные в проектных бюро предприятий, изготавливающих устройства для наддува, их продолжают совершенствовать.

Выбор формулы для вычисления среднего радиуса

При проектировании турбины возникает задача выбора формулы для расчета значения среднего радиуса R_{cp} на выходе из РК (рис. 1). Выбор R_{cp} влияет на корректность результатов расчета различных параметров создаваемой турбины, поскольку треугольник скоростей для профилирования РК строят именно для среднего значения R_{cp} . Необходимо отдавать предпочтение такому значению R_{cp} , при котором хотя бы один из главных показателей турбины мало отличался от расчетного.

Помимо описанных в работе [27] рекомендаций по определению R_{cp} в литературе существует ряд формул, которые теоретически не обоснованы. Например, в работах [33, 34] предложено использовать в качестве R_{cp} среднеарифметическое значение радиуса

$$R_{cp} = \frac{R_{2i} + R_{20}}{2} = R_{cp}^{(1)}$$

или его среднеквадратическое значение

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{R_{2i}^2 + R_{20}^2}{2}} = R_{cp}^{(2)},$$

где R_{2i} — радиус втулки в выходном сечении РК; R_{20} — внешний радиус в выходном сечении РК (см. рис. 1).

В работе [34] приведены результаты теоретического исследования целесообразности применения (первая стадия конструирования РОТ) среднего импульсного радиуса

$$R_{cp} = \frac{\frac{2}{3} \frac{R_{20}^3 - R_{2i}^3}{R_{20}^2 - R_{2i}^2}}{\frac{2}{3} \frac{R_{2i}^2 + R_{2i}R_{20} + R_{20}^2}{R_{2i} + R_{20}}} = \frac{2}{3} \frac{R_{20}^3 - R_{2i}^3}{R_{2i}^2 + R_{2i}R_{20} + R_{20}^2}, \quad (1)$$

при котором погрешность определения мощности $\Delta N = N - N_p$ в первом приближении будет равна нулю (здесь N_p — рассчитанное значение мощности N (приблизительное)).

Новизна математического аппарата, предложенная в работе [34], заключается во введении авторами понятия плотности распределения мощности $F(Q)$ в выходном сечении РК, что позволяет определять погрешность расчетной мощности. По результатам работы [34] можно отметить, что применение в проектном расчете теоретически обоснованного среднего радиуса по формуле (1), позволит точнее определять параметры газового потока на выходе из РК, а следовательно, точнее определять КПД турбины. Однако принятое авторами упрощающее допущение о независимости плотности распределения мощности $F(Q)$ от окружной координаты равносильно принятию гипотезы осевой симметрии потока, а это в очередной раз свидетельствует о необходимости развивать пространственные модели расчета.

Минимизация потерь при входе в рабочее колесо

Результаты исследований, приведенные в работе [35], получены на основе следующих заключений.

1. Снижения потерь энергии с выходной скоростью можно добиться в том случае, если направление вектора абсолютной скорости потока при выходе его из РК становится перпендикулярным вектору окружной скорости. Однако нужно учитывать, что при росте степени радиальности рабочего колеса μ и снижении конструктивного угла выхода потока из колеса β_2 окружная скорость в относительном движении не должна зависеть от них.

2. Турбулентность течения в межлопаточных каналах приводит к росту потерь пропорционально квадрату скорости движения. Это относится как к потерям энергии при течении в каналах колеса, так и к потерям, возникающим при входе в колесо при отклонении угла входа от оптимального значения, поскольку поток отрывается от кромок лопаток на входе в РК.

3. Главным фактором, влияющим на потери при движении газа в каналах РК, служит характер ускорения течения. Течение с замедлением связано с вероятностью отрыва пограничного слоя, а это приводит к росту потерь. Для предотвращения отрыва необходимо, чтобы соотношение между степенью радиальности и реактивностью обеспечивало ускоренное течение в каналах.

Согласно пункту 1 предложена формула, связывающая степень реактивности ρ и относительную окружную скорость u_1/c_1 при $\varphi = \psi = 1$ и $\alpha_2 = 90^\circ$:

$$\bar{u}_1 = \frac{1}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}},$$

где φ, ψ — коэффициенты скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе; ρ — степень реактивности; α_1 — угол выхода потока из направляющего аппарата в абсолютном движении; α_2 — угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении.

С учетом пункта 2 для минимального значения квадрата безразмерной скорости на входе $\left(\frac{w_1}{c_1}\right)^2$ предложена формула для определения оптимального значения степени реактивности $\rho_{\text{опт}}$:

$$\rho_{\text{опт}} \approx 1 - \frac{1}{2\cos\alpha_1}. \quad (2)$$

Анализируя формулу (2), можно сделать вывод, что при низких значениях α_1 относи-

тельная скорость газа на входе в РК и связанная с ним вероятная потеря кинетической энергии достигнет минимального значения при степени реактивности $\rho \approx 0,5$.

Приняв допущение о линейности закона изменения квадрата относительной скорости по длине канала, можно обеспечить минимум потерь в межлопаточном канале согласно формуле

$$\rho_{\text{опт}} \approx 1 - \frac{\sqrt{1+\mu^2}}{2\cos\alpha_1}.$$

Тем не менее результаты работы [36] показали, что линейный закон изменения относительной скорости газа по длине канала — это идеальная закономерность, которой на практике не существует.

С учетом пункта 3 на основе предложенной модели разработаны неравенства для нахождения степеней радиальности и реактивности, которые обеспечат ускоренное движение в канале:

$$\mu_{\min} \geq \sqrt{2(1 - \cos\alpha_1)};$$

$$0,5(1 + \mu) > \rho > 0,5(1 - \mu).$$

Отметим, что автор работы [35] на основе теоретических разработок создал формулы для нахождения $\rho_{\text{опт}}$, однако физические процессы, происходящие в межлопаточных каналах, взаимосвязаны, поэтому требуется комплексное изучение функции $\eta_u = f(\rho, \mu, u_1/c_1, \alpha_1, \beta_2, \varphi, \psi)$, разработанной автором. При вычислениях применялась функция окружного КПД η_u в зависимости от двух переменных. Такой подход не позволяет определять значения u_1/c_1 и ρ независимо друг от друга. Сами результаты — приблизительные, так как исследования проводили при $\varphi = \psi = 1$.

В работе [37] получены зависимости для определения оптимальных значений ρ и u_1/c_1 , при которых потери будут минимальными:

$$\frac{u_1}{c_1} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{(1-\varphi^2)\psi^2 \cos^2\beta_2}{\varphi^2(1-\psi^2 \cos^2\beta_2)}}, \quad (3)$$

$$\rho = 1 - \frac{1}{2\varphi \left(\frac{u_1}{c_1} \cos\alpha_1 + \frac{1-\varphi^2}{\varphi^2} \right)}. \quad (4)$$

Хотя формулы, приведенные в работе [35], позволяют определить значения u_1/c_1 и ρ независимо друг от друга, в работе [37] использована зависимость КПД от двух факторов. Как

показали результаты вычислений, приведенные в работе [38], применение формул (3) и (4) приводит к заниженным значениям u_1/c_1 и ρ по сравнению со значениями, полученными по методике из работы [38], где выбрана зависимость η_u от трех переменных.

В работе [39] для вычисления оптимальных значений характеристического числа $u_1/c_{ад}$, при которых получается максимум эффективной мощности на валу турбины, предложено решать уравнение шестой степени, а для определения значений $u_1/c_{ад}$, при которых значение эффективного КПД максимально, необходимо решать уравнения восьмой степени, что дает большую погрешность.

Автор работы [40] для анализа оптимальных условий работы центростремительной (ЦСТ) турбины использует зависимость КПД от трех переменных. Однако в работе [40] ошибочно привлечено лишнее условие $d\bar{c}/dm = 0$, в связи с чем, по сути дела, проведен анализ оптимальных условий работы ступени турбины для двух независимых переменных.

Выбор геометрических параметров турбины

Результаты исследования коэффициента j разгона потока в меридиональной плоскости приведены в [41, 42]. Коэффициент определяется выражением

$$j = \frac{c_{2a}}{c_{1r}} = \frac{c_2 \sin \alpha_2}{c_1 \sin \alpha_1}. \quad (5)$$

где c_1 — абсолютная скорость на выходе из направляющего аппарата; c_2 — абсолютная скорость на выходе из РК.

Тогда уравнение неразрывности запишется в следующем виде:

$$\frac{j(\bar{d}_{20}^2 - \bar{d}_{2i}^2)}{\bar{l}_1^2} = \text{const}, \quad (6)$$

где $\bar{d}_{20} = D_{20}/D_1$ — относительный диаметр на выходе из РК; $\bar{d}_{2i} = D_{2i}/D_1$ — относительный диаметр ступицы колеса; $\bar{l}_1 = b_1/D_1$ — относительная высота лопатки на входе в РК; D_{20} — внешний диаметр на выходе из рабочего колеса; D_{2i} — внутренний диаметр на выходе рабочего колеса; b_1 — высота лопатки рабочего колеса на входе; D_1 — диаметр рабочего колеса на входе.

Введение соотношения (6) позволило автору работ [41, 42] оценить изменение формы

и размеров РК при вариации его геометрических параметров $\bar{d}_{20}$, $\bar{l}_1$ и коэффициента разгона j .

Из выражения (5) следует, что при $j = \text{const}$ с ростом угла α_1 увеличивается выходная скорость. Следовательно, потери, связанные с ней, можно снизить, уменьшив коэффициент разгона j , что достигается увеличением $\bar{d}_{20}$ или уменьшением $\bar{l}_1$. Уменьшение j за счет увеличения $\bar{d}_{20}$ возможно лишь до некоторых пределов, поскольку при $\bar{d}_{20} = 1,0$ ЦСТ-турбина «вырождается» и радиус кривизны верхнего контура РК стремится к нулю. Это приводит к отрыву потока, а следовательно, к увеличению потерь. Согласно результатам эксперимента, заметное снижение КПД турбины начинается при $\bar{d}_{20} > 0,8$.

При уменьшении коэффициента разгона j за счет увеличения выходной площади при $\bar{d}_{20}^2 - \bar{d}_{2i}^2 = \text{const}$ растет наружный диаметр РК и резко снижается $\bar{l}_1$. Уменьшается также и абсолютная величина l_1 . Это приводит к росту дисковых потерь, поскольку они пропорциональны D_1^2 , и к увеличению потерь в СА за счет уменьшения высоты сопел.

Зависимость формы и размеров колеса от величин j и α_1 при постоянных степени понижения давления π_T и расходе газа в турбине показана на рис. 2.

Если частота вращения РК не задана, необходимо выбирать близкое к предельному зна-

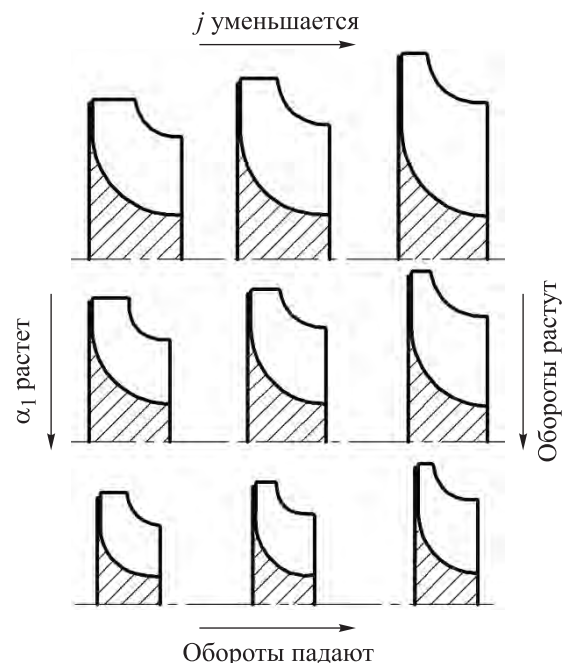


Рис. 2. Качественное изменение геометрических параметров РК от j , α_1 и n при $\bar{d}_{20} = \text{const}$ и $\pi_T = \text{const}$

чение $\bar{d}_{20}$, поскольку в этом случае габариты РК получаются минимально возможными при заданном значении j . При увеличении угла α_1 и выбранных значениях $\bar{d}_{20}$ и j величина $\bar{l}_1 \approx \text{const}$, но габаритные размеры РОТ уменьшаются вследствие увеличения пропускной способности СА.

Если частота вращения РК задана, то при известной скорости истечения из СА c_1 при выбранных α_1 и β_1 однозначно можно найти окружную скорость u_1 , а также наружный диаметр РК — D_1 . Условие отсутствия в РК диффузорных участков имеет вид $j = 0,75 \dots 1,25$.

По результатам исследований, проведенных в [41, 42], можно сделать вывод, что введение коэффициента разгона j позволило автору систематизировать выбор конструктивных параметров РК на основе одномерной методики расчета. Однако отметим, что при разработках турбин, эксплуатирующихся в составе турбокомпрессора, частота вращения РК, как правило, определяется частотой вращения колеса компрессора, а наружный диаметр D_1 — типоразмерным рядом. В этом случае более актуальным будет исследование влияния на структуру течения в межлопаточном канале степени радиальности и профиля лопатки, но этого не позволяет сделать очевидная ограниченность одномерных моделей расчета.

Учет параметров течения по высоте рабочего колеса

Автором работы [43] представлено исследование влияния неоднородности потока по высоте межлопаточного канала на протекание характеристик ЦСТ турбины. Очевидно, что расчет характеристик РОТ может быть выполнен аналогично расчету характеристик «эквивалентной одномерной турбины», т. е. по одномерной схеме, если будут известны зависимости площади эффективного сечения и эффективного угла выхода газа из РК $\beta_{2\text{эф}}$ от режимных условий.

При теоретической разработке зависимости $\beta_{2\text{эф}}$ от режимных факторов автор работы [44] применил модель «осесимметричный вихревой поток в криволинейной системе координат» $m-n$, связанной с межлопаточным каналом.

В результате исследований было установлено следующее:

– перекося поля осевых скоростей в выходном сечении РК будет более резким при неболь-

ших значениях $\beta_{2\text{ср}}$, таким образом, в турбинах с небольшими $\beta_{2\text{ср}}$ и $\bar{d}_3$ обратный ток будет возникать при меньшем изменении относительного расхода $\bar{G}_{\text{пр}}/\bar{G}_{\text{пр.расч}}$ с одновременным сохранением относительной частоты вращения $\bar{n}_{\text{пр}}/\bar{n}_{\text{пр.расч}}$, чем в турбинах с большими значениями $\beta_{2\text{ср}}$ и $\bar{d}_{2i}$, значит, изменение КПД последних при изменении режима будет более полным в своей правой ветви;

– при определении характеристик ЦСТ турбины по одномерной схеме необходимо учитывать непостоянство $\beta_{2\text{эф}}$ при смене режима работы.

Результаты анализа [43] показали ограниченность одномерных математических моделей, что подтвердило необходимость применения и совершенствования пространственных моделей.

Одномерные математические модели течения в межвенцовых зазорах

В работе [45] представлена методика одномерного проверочного расчета малоразмерных осевых газовых турбин. Авторами сделана попытка более детального учета явлений сопровождающих перетечки рабочего тела (РТ) через радиальные зазоры в уплотнениях. Для этой цели авторы приняли специальную расчетную схему ступени, в которой выделено пять расчетных сечений; кроме основных расчетных участков СА и РК схема дополнена:

1) участком течения через лабиринтные уплотнения;

2) участком течения в межвенцовых зазорах.

Применяя к каждому участку (т. е. пространству между любыми двумя расчетными сечениями ступени) уравнения газовой динамики и термодинамики для открытых систем, получим уравнения для описания всех потоков и процессов, в том числе и процессов смешения.

Выделение межвенцового зазора в расчетный участок позволяет найти угол потока α_1 перед входными кромками РК благодаря раздельному определению составляющих абсолютной скорости c_{u1} и c_{z1} , которые зависят от изменения расхода РТ, кольцевой площади потока и радиуса средней струйки. Проведенные авторами [45] расчеты показали, что для ступеней со значительными протечками и большой перекрышей изменение угла α_1 в зазоре между СА и РК приводит к значительному изменению угла натекания на рабочие лопатки β_1 . Учет этого

явления позволяет более достоверно определять характеристики турбины.

По результатам работы [45] можно отметить, что необходимую для определения утечек зависимость $\rho = f(\rho_{\text{ср}}, r/r_{\text{ср}})$ находили по аппроксимационной зависимости, полученной на основе результатов пространственных расчетов работы [46]. Однако эта зависимость зависит от принятого закона закрутки лопаток, поэтому при расчете турбин с различными законами закрутки для определения $\rho = f(\rho_{\text{ср}}, r/r_{\text{ср}})$ необходимо привлекать пространственные расчеты по методике, изложенной в [23]. Это в очередной раз подтверждает ограниченность одномерных моделей.

Введение в одномерную модель элементов пространственного потока

Интересна попытка автора исследования [47] усовершенствовать математические модели для среднего радиуса, опираясь на некоторые предположения:

- наименьшие потери при входе газа в РК будут при нулевом угле атаки;
- самые малые потери энергии с выходной скоростью обеспечиваются при осевом направлении вектора абсолютной скорости потока;
- осевое направление вектора скорости при выходе потока из РК необходимо поддерживать по всей высоте лопатки.

Таким образом, приняв эти допущения, автору работы [47] удалось получить зависимость для профилирования лопатки на выходе из РК:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \sqrt{1 - \psi_2^2} \sqrt{\left(\frac{R_{20}}{R}\right)^2 - 1},$$

где ψ_2 — коэффициент скорости в РК; R_{20} — внешний радиус РК на выходе (по выходным кромкам лопаток); R — текущие значения радиуса по высоте лопаток.

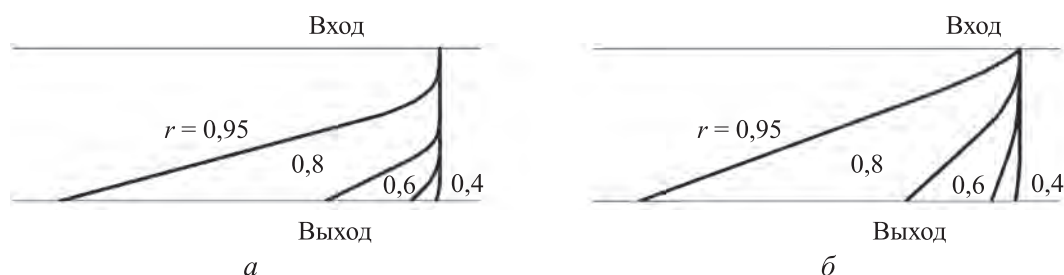


Рис. 3. Способы закрутки лопаток РК:

а — линейное изменение постоянной интегрирования вдоль оси; б — нелинейная зависимость для постоянной интегрирования

Интересна также модель профилирования РК, предложенная автором работы [47]. Разбив РК на радиальную часть и выходной спрямляющий аппарат, автор считает, что расширение газа в РК происходит главным образом на радиальном участке. Следовательно, газовый поток в выходном спрямляющем аппарате можно рассматривать как поток несжимаемого газа. Используя уравнения энергии, радиального равновесия и проводя соответствующие математические преобразования, автор работы [47] получает дифференциальное уравнение, описывающее поток газа в выходном спрямляющем аппарате. Если пренебречь потерями, при интегрировании этого уравнения можно получить различные варианты закона закрутки лопаток (рис. 3).

На основании изложенного выше по результатам работы [47] можно констатировать следующее:

- автору удалось дополнить общепринятую методику расчета на среднем радиусе учетом параметров потока по высоте выходного сечения РК;
- несмотря на ряд принятых допущений, автор получил физическую зависимость, позволяющую профилировать выходной спрямляющий аппарат, но при этом не дал никаких рекомендаций по выбору осевой протяженности РК, а также касательно того, в каких соотношениях выбирать осевую протяженность радиальной части и выходного спрямляющего аппарата;
- вопрос профилирования меридионального обвода остался открытым.

Интересен подход авторов работы [48] к расчету характеристик ЦСТ турбины, работающей в условиях нестационарного потока автомобильного дизельного двигателя, основанный на использовании гипотезы квазистационарности. Отличительной особенностью подхода является

то, что в результате итерационной процедуры решения системы газодинамических уравнений на среднем радиусе определяется частота вращения ротора турбины $n_{\text{тк}}$, а массовый расход через турбину $G_{\text{т}} = f(\varphi)$ является входной переменной.

Отметим, что для проведения такого расчета необходимо предварительно определить экспериментальным путем импульс давлений и температур $p_{g1}^* = f(\varphi)$, $T_{g1}^* = f(\varphi)$ и расход газа на входе в турбину либо выполнить расчет разветвленной выпускной системы двигателя.

Задача оптимизации турбиной ступени на базе одномерной модели

В работах [38, 49] в модель расчета на среднем радиусе автор ввел оптимизационный алгоритм метода неопределенных множителей Лагранжа. В основе этого алгоритма — функциональная зависимость для КПД η_u на окружности РК:

$$\eta_u = 1 - (1 - \rho)(1 - \varphi^2) + \mu^2 \bar{u}_1^2 \left(\cos^2 \beta_2 \frac{1 - 2\psi^2 m}{\psi^2 m^2} + 1 \right),$$

где m — параметр, характеризующий выходной треугольник скоростей ($m = u_2 \cos \beta_2 / w_2$); $\bar{u}_1 = u_1 / c_{\text{ад}}$.

Принимая к качеству независимых переменных величин $\bar{u}_1$, ρ и m и применяя метод Лагранжа для отыскания экстремума функции нескольких переменных, автор работы [38] находит, что необходимым и достаточным условием получения максимального значения η_u ($\eta_{u \text{ макс}}$) соответствуют следующие значения:

$$m_{\text{опт}} = \frac{1}{\psi^2} \left[1 - \sqrt{\frac{\mu^2 (1 - \varphi^2) (1 - \cos^2 \beta_2 \psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \varphi^2 + \mu^2 (1 - \varphi^2)}} \right];$$

$$\bar{u}_{1 \text{ опт}} = \frac{\psi}{\sqrt{\mu^2 \left(\frac{\cos^2 \beta_2}{m^2} - \psi^2 \right) + \frac{(1 - m^2 \psi^4) \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{m^2 \psi^2 (1 - \varphi^2)}}};$$

$$\rho_{\text{опт}} = 1 - \left[\frac{(1 - m^2 \psi^2) \varphi \cos \alpha_1 \bar{u}_1}{m \psi^2 (1 - \varphi^2)} \right]^2.$$

В итоге появилась возможность определить значения $\rho_{\text{опт}}$ и частоты вращения РК — $n_{\text{тк, опт}}$. Результаты анализа работы [38] позволили сделать следующие выводы:

– $\rho_{\text{опт}} = 0,2 \dots 0,5$, однако, согласно результатам исследований РОТ в составе комбиниро-

ванного двигателя [50], оптимальным получилось значение $\rho_{\text{опт}} = 0,45$, поэтому полученные в [38, 49] результаты вызывают сомнение;

– неоднозначен выбор первоначальных значений углов α_1 , β_2 и μ , которые согласно рекомендациям работ [27, 39, 49, 51–53] находятся в широком диапазоне;

– отсутствует возможность для профилирования меридионального обвода.

Выбор формы контура рабочего колеса

Конструирование профиля меридионального контура РК РОТ выполняют на основе решений обратных краевых задач математической физики численными методами. Для решения необходимо привлечь методы расчета пространственных течений в криволинейной системе координат, связанной с проточной частью [54–56]. Однако эту задачу некоторые авторы значительно упрощают.

Как правило, при конструировании агрегатов наддува ограничиваются расчетом ступени на среднем радиусе, а профилирование проточной части РК выполняют по методу, предложенному в [57]. Для профилирования по этому методу необходимо задать профиль лопатки в ряде сечений перпендикулярных оси вращения (рис. 4). Метод расчета на среднем радиусе не позволяет это сделать. Поэтому поступают следующим образом: после определения высоты межлопаточного канала строят меридиональный обвод согласно результатам исследований [38, 52, 53]. В работе [38] присутствуют рекомендации для радиусов обвода: для внешнего $R_{\text{внеш}} = 0,15 D_1$, для внутреннего $R_{\text{внутр}} = 0,25 D_1$. В работе [52] реко-

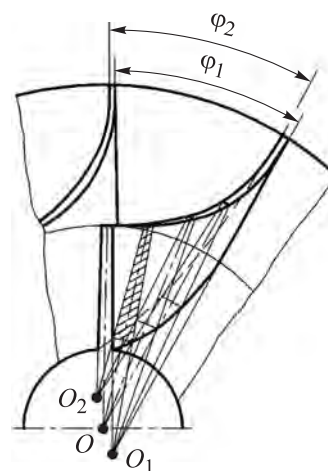


Рис. 4. Построение контура проточной части РК

мендуется: для внешнего $R_{\text{внеш}} = (0,15...0,17)D_1$, для внутреннего $R_{\text{внутр}} = (0,25...0,28)D_1$, где D_1 — диаметр колеса на входе. Согласно рекомендациям работы [53], внешнее очертание меридионального обвода строится по кубической параболе, а внутреннее — по линейному закону изменения площадей проходных сечений от входа до выхода из РК. Осевую протяженность РК принимают на основе рекомендаций работы [52]: $B = (0,30...0,35)D_1$.

Видно, что решение задачи построения контура меридионального обвода (рис. 5) имеет бесконечное множество решений. Оптимальным необходимо принимать то решение, при котором течение газа в межлопаточных каналах будет безотрывным.

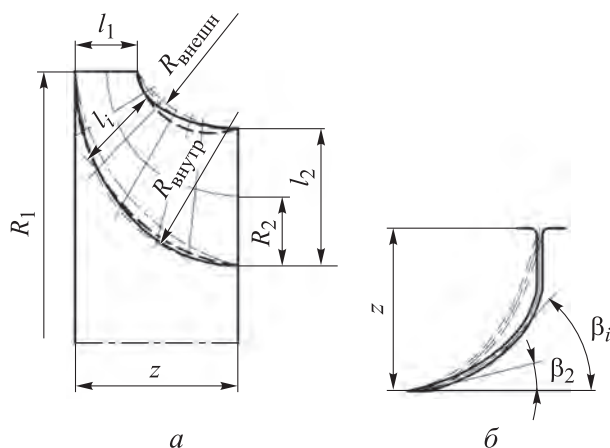


Рис. 5. Выбор формы меридионального контура РК:
а — меридиональный обвод; б — закрутка лопатки

Задачу проектирования радиально-осевой турбины можно разбить на ряд этапов разного уровня сложности.

На первом этапе проектирования выполняют газодинамический расчет ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении. Это позволяет определить высоты лопаток соплового аппарата и рабочего колеса, удовлетворяющие заданному расходу газов через турбину.

На втором этапе снова проводят расчет турбинной ступени на среднем радиусе с привлечением полуэмпирических зависимостей для рас-

чета потерь энергии газодинамического потока с целью определить расчетным методом характеристику турбины (КПД как функции коэффициента напора) для предварительной оценки геометрии проточной части.

На третьем этапе проектирования для построения линий меридионального обвода проточной части рабочего колеса предлагается решать обратную задачу теории турбомашин. Именно на этом этапе решают задачу в трехмерной постановке. В настоящей работе мы находимся на втором этапе проектирования — расчет характеристик турбины, поэтому задача в трехмерной постановке в данной публикации не рассмотрена.

Выводы

Анализ теоретических работ, посвященных одномерным математическим моделям для расчета турбин, позволяет констатировать следующее.

1. Подобные модели не позволяют достаточно хорошо описать физику процессов в проточной части РОТ из-за принятых допущений. Поэтому отсутствует возможность найти однозначную связь газодинамических свойств потока с размерами межлопаточных каналов. Это приводит к вынужденному использованию интуитивных методов проектирования. Однако их можно применять для определения характеристик РОТ по предварительно заданному конструктивному оформлению межлопаточных каналов.

2. Ввод в одномерные модели частных методик пространственного течения газа не решит проблему выбора меридионального профиля, а требует привлечения трехмерных математических моделей, которые имеют свои недостатки.

3. Использование метода неопределенных множителей Лагранжа с целью оптимизации РОТ не решит задачу по выбору конструктивных факторов: α_1 и β_1 , μ , а также конфигурации меридионального обвода.

5. Одномерные математические модели с достаточной для практики точностью можно применять только в совокупности друг с другом при обязательном дополнении — учете потерь, основанном на эмпирических зависимостях.

Литература

- [1] 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.
- [2] Плотников Л.В., Шестаков Д.С., Пономарев Д.А. Доводка системы турбонаддува дизеля 12ЧН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 67–75.
- [3] Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Турбокомпрессоры фирмы “Abb Turbo Systems” с радиальной турбиной. *Двигателестроение*, 2016, № 4 (266), с. 15–25.
- [4] Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В. Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 55–66.
- [5] Гришин Ю.А. Взаимодействие импульсов нестационарного течения потока газов с турбиной. *Двигателестроение*, 2017, № 2 (268), с. 11–14.
- [6] Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with New Design of Nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.153
- [7] Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of designing gas microturbine stages. *Energy*, 2021, vol. 218, p. 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488
- [8] Fershalov Yu.Ya. Technique for Physical Simulation of Gasodynamic Processes in the Turbomachine Flow Passages. *Russian Aeronautics*, 2012, vol. 55, no. 4, pp. 424–429. DOI: 10.3103/S1068799812040186
- [9] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т. Обоснование и выбор метода исследования степени реактивности малорасходных турбин. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 322–331.
- [10] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т. Влияние режимных факторов на степень реактивности малорасходных турбинных ступеней. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 332–345.
- [11] Алексеев Г.В., Фершалов М.Ю., Фершалов Ю.Я., Луценко В.Т., Якубовский Ю.В., Карастелев Б.Я., Кончаков Е.И. Влияние конструктивных факторов на степень реактивности малорасходных турбинных ступеней. *Научное обозрение*, 2012, № 2, с. 346–357.
- [12] Лашко В.А., Пассар А.В. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей. *Математическое моделирование: сб. науч. тр.*, Хабаровск, НИИКТ, 2000, с. 119–128.
- [13] Лашко В.А., Пассар А.В. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува автомобильных двигателей. *Автомобильный транспорт Дальнего Востока 2000: сб. тр. междунар. научн.-техн. конф.*, Хабаровск, ХГТУ, 2000, с. 147–152.
- [14] Лашко В.А., Пассар А.В. Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС. *Двигатели 2002. Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: матер. междунар. научн.-техн. конф.*, Хабаровск, Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2002, с. 31–34.
- [15] Лашко В.А., Пассар А.В. Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя. *Двигателестроение*, 2011, № 3 (245), с. 13–19.
- [16] Лашко В.А., Пассар А.В. Выбор расчетного режима и оценка эффективности турбины в нестационарном потоке. *Справочник. Инженерный журнал*, 2011, № 2 (167), с. 17–22.
- [17] Лашко В.А., Пассар А.В. Оптимизация проточной части турбины комбинированного двигателя с использованием метода неопределенных множителей Лагранжа. *Справочник. Инженерный журнал*, 2012, № 3 (180), с. 28–32.
- [18] Лашко В.А., Пассар А.В. Оценка эффективности использования располагаемой энергии импульса как одна из проблем при реализации комплексного подхода. *Справочник. Инженерный журнал*, 2012, № 4 (181), с. 44–48.
- [19] Лашко В.А., Пассар А.В. Оценка влияния степени радиальности на эффективность проточной части турбины комбинированного двигателя. *Вестник ТОГУ*, 2011, № 3 (22), с. 85–94.
- [20] Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем при реализации комплексного подхода. *Вестник ТОГУ*, 2011, № 1 (20), с. 79–90.
- [21] Лашко В.А., Пассар А.В. Исследование влияния формы меридионального обвода на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя. *Вестник ТОГУ*, 2008, № 4 (11), с. 109–126.
- [22] Лашко В.А., Пассар А.В. Выбор инструментария для расчета радиально-осевых турбин, работающих в условиях нестационарного потока. *Вестник ТОГУ*, 2007, № 4 (7), с. 135–152.

- [23] Лашко В.А., Пассар А.В. Модель Я.А. Сироткина как инструмент для анализа геометрических параметров радиально-осевой турбины комбинированного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2008, № 2, с. 43–62.
- [24] Лашко В.А., Пассар А.В. Выбор оптимальной степени радиальности для турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27 поршневого двигателя ЧН 18/22. *Двигатели 2008. Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: матер. междунар. научн.-техн. конф.*, Хабаровск, Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2008, с. 150–165.
- [25] Лашко В.А., Пассар А.В. Проблемы проектирования проточной части центробежной турбины, работающей в составе импульсной системы наддува КДВС. *Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: сб. научн. тр.*, Хабаровск, Изд-во Хабаровского гос. техн. ун-та, 2004, вып. 3, с. 119–125.
- [26] Седов Л.И. *Методы подобия и размерности в механике*. Москва, Наука, 1987, 432 с.
- [27] Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин*. Москва, Машиностроение, 1986, 432 с.
- [28] Chen L., Luo J., Sun F., Wu C. Design Efficiency Optimization of One-dimensional Multi-stage Axial Flow Compressor. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 625–633. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.10.003>
- [29] Bayomi N.N., Abd El-Maksoud R.M. Two Operating Modes for Turbocharger System. *Energy Conversion and Management*, 2012, no. 58, pp. 59–65. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.003>
- [30] Binder N., Garcia B.J., Carbonneau X. Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage: Influence of the Aerodynamic Performance. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, art. ID 735321, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.1155/2013/735321>
- [31] Ghasemi S., Shirani E., Hajilouy-Benisi A. Performance Prediction of Twin-entry Turbocharger Turbines. *Turbo Expo 2002: ASME*, 2002, vol. 1, pp. 1087–1095. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30576>
- [32] Lebele-Alawa B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert S.D. Rotor-blades Profile Influence on a Gas-turbine's Compressor Effectiveness. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 494–505. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.12.001>
- [33] Биржаков М.Б., Литинецкий В.В. *Радиально-осевые ступени мощных турбин*. Ленинград, Машиностроение, 1983, 219 с.
- [34] Багмут Г.А., Поляковский Г.М. Теоретическое обоснование выбора среднего радиуса радиально-осевой турбины. *Энергомашиностроение*, 1989, № 3, с. 11–14.
- [35] Зайдель Р.Р. *Турбодетандеры кислородных установок*. Москва, Машгиз, 1960, 175 с.
- [36] Knoernschild E.M. The Radial Turbine, for Low Specific Speeds and Low Velocity Factors. *Journal of engineering for power. Transactions of the ASME*, 1961, January, pp. 1–8.
- [37] Епифанова В.И. *Низкотемпературные радиальные турбодетандеры*. Москва, Машгиз, 1961, 399 с.
- [38] Митрохин В.Т. *Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах*. Москва, Машиностроение, 1974, 228 с.
- [39] Носов М.В. *Расчет основных параметров одноступенчатой центробежной турбины*. Москва, Оборонгиз, 1961, 83 с.
- [40] Приходько М.С. К вопросу об оптимальных условиях работы ступени центробежной турбины. *Труды ЛКИ*, 1961, вып. XXXIV.
- [41] Лошкарев А.И. К расчету характеристик центробежной турбины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1963, № 1, с. 81–96.
- [42] Уваров В.В., Бекнев В.С., Грязнов Н.Д., Михальцев Б.Е. и др. *Локомотивные газотурбинные установки (расчет и проектирование)*. Москва, Машгиз, 1962, 548 с.
- [43] Лошкарев А.И., Брюханов Б.Н. Некоторые результаты исследования центробежной газовой турбины с сопловым регулированием. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1963, № 2, с. 208–223.
- [44] Лошкарев А.И. К вопросу о профилировании рабочего колеса радиальной турбомшины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1960, № 2, с. 111–123.
- [45] Заславский С.А., Либерман М.А., Симкин М.А., Сироткин Я.А. Одномерный проверочный расчет малоразмерных дозвуковых осевых газовых турбин на ЭВМ. *Энергомашиностроение*, 1978, № 7, с. 13–16.
- [46] Сироткин Я.А. *Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин*. Москва, Машиностроение, 1972, 448 с.

- [47] Мидзумати Н. *Исследование радиальных газовых турбин*. Москва, Машгиз, 1961, 120 с.
- [48] Binder F.S., Gulati P.S. A Method for Predicting the Performance of Centripetal Turbines in Non-steady Flow. *Turbocharg and Turbochargers. Conference*, London, 1978, pp. 233–240.
- [49] Розенберг Г.Ш. *Судовые центростремительные газовые турбины*. Ленинград, Судостроение, 1964, 192 с.
- [50] Симсон А.Э. *Газотурбинный наддув дизелей*. Москва, Машиностроение, 1964, 248 с.
- [51] Зарянкин А.Е., Шерстюк А.Н. *Радиально-осевые турбины малой мощности*. Москва, Машгиз, 1963, 248 с.
- [52] Розенберг Г.Ш. *Центростремительные турбины судовых установок*. Ленинград, Судостроение, 1973, 216 с.
- [53] Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. *Радиально-осевые турбины малой мощности*. Москва, Машиностроение, 1976, 208 с.
- [54] Дорфман Л.А., Серазетдинов А.З. Численное решение на ЭЦВМ задач осредненного осесимметричного потока в турбомашинах. *Энергомашиностроение*, 1969, № 7, с. 14–19.
- [55] Шабаров А.Б., Тарасов В.В. К вопросу профилирования рабочего колеса центростремительной турбины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1982, № 1, с. 101–105.
- [56] Шабаров А.Б., Тарасов В.В. Оптимальное проектирование проточной части радиально-осевой турбины. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1988, № 11, с. 67–71.
- [57] Байков Б.П. Особенности профилирования колес центробежных компрессоров и радиальных центростремительных турбин. *Энергомашиностроение*, 1959, № 9, с. 45–47.

References

- [1] 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.).
- [2] Plotnikov L.V., Shestakov D.S., Ponomarev D.A. Fine-tuning of the Turbocharging System of the Diesel Engine (18,5/21,5) in Accordance with the Industry Purpose. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 67–75 (in Russ.).
- [3] Tsipenko G.E., Iovlev V.I., Kozhenkov A.A. Turbochargers from ABB Turbo Systems Featuring Radial Turbine. *Engines Construction*, 2016, no. 4 (266), pp. 15–25 (in Russ.).
- [4] Mesbakh M., Gribin V.G., Malysheva T.V. Investigation of the Effect of End-wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 55–66 (in Russ.).
- [5] Grishin Yu.A. Interaction between Nonstationary Gas Flow Pulses and Turbine Internals. *Engines Construction*, 2017, no. 2 (268), pp. 11–14 (in Russ.).
- [6] Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with New Design of Nozzles. *Energy*, 2018, vol. 157, pp. 615–624. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.153
- [7] Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of designing gas microturbine stages. *Energy*, 2021, vol. 218, p. 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488
- [8] Fershalov Yu.Ya. Technique for Physical Simulation of Gasodynamic Processes in the Turbomachine Flow Passages. *Russian Aeronautics*, 2012, vol. 55, no. 4, pp. 424–429. DOI: 10.3103/S1068799812040186
- [9] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T. Substantiation and Choice of the Method of Studying the Reactivity Level of Low-consuming Turbines. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 322–331 (in Russ.).
- [10] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T. The Influence of Regime Factors on the Reactivity Level of Low-consuming Turbine Stage. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 332–345 (in Russ.).
- [11] Alekseev G.V., Fershalov M.Yu., Fershalov Yu.Ya., Lutsenko V.T., Yakubovskiy Yu.V., Karastelev B.Ya., Konchakov E.I. The Influence of Constructive Parameters on the Reactivity Level of Low-consuming Turbines. *Nauchnoe obozrenie*, 2012, no. 2, pp. 346–357 (in Russ.).
- [12] Lashko V.A., Passar A.V. Kompleksnyy podkhod k proektirovaniyu protochnoy chasti turbiny impul'snoy sistemy nadduva porshnevnykh dvigateley [An Integrated Approach to the Design of the Flow Part of the Turbine of the Pulse System of Pressurization of Reciprocating Engines]. *Matematicheskoe modelirovanie: sb. nauch. tr.* [Mathematical Modeling: Collection of Scientific Papers]. Khabarovsk, NIIKT publ., 2000, pp. 119–128 (in Russ.).
- [13] Lashko V.A., Passar A.V. Kompleksnyy podkhod k proektirovaniyu protochnoy chasti turbiny impul'snoy sistemy nadduva avtomobil'nykh dvigateley [An Integrated Approach to the Design of the Flow Part of the Turbine of the Impulse Boost System of Automobile Engines]. *Avtomobil'nyy transport Dal'nego*

- Vostoka 2000: sb. tr. mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. [Road Transport of the Far East 2000: Proceedings of the International Scientific and Technical Conference]. Khabarovsk, KhGTU publ., 2000, pp. 147–152 (in Russ.).
- [14] Lashko V.A., Passar A.V. Chislennaya realizatsiya kompleksnogo podkhoda k proektirovaniyu protochnoy chasti turbiny, rabotayushchey v sostave KDVS [Numerical Implementation of an Integrated Approach to Designing the Flow Path of a Turbine Operating as Part of a KDVS]. *Aktual'nye problemy sozdaniya i ekspluatatsii kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya: mater. mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. "Dvigateli 2002"* [Actual Problems of Creation and Operation of Combined Internal Combustion Engines: Materials of the International Scientific and Technical Conference "Engines 2002"]. Khabarovsk, KhGTU publ., 2002, pp. 31–34 (in Russ.).
- [15] Lashko V.A., Passar A.V. Shaping of Francis Turbine Air-gas Channel in an Engine Turbocharger. *Engines Construction*, 2011, no. 3 (245), pp. 13–19 (in Russ.).
- [16] Lashko V.A., Passar A.V. Sampling of the Design Regime and Estimate of Efficiency of the Turbine in the Nonstationary Flow. *Handbook. An Engineering Journal*, 2011, no. 2 (167), pp. 17–22 (in Russ.).
- [17] Lashko V.A., Passar A.V. Optimization of the Flowing Part of the Turbine of the Combined Engine with Use of the Method of Uncertain Multipliers Lagrange. *Handbook. An Engineering Journal*, 2012, no. 3 (180), pp. 28–32 (in Russ.).
- [18] Lashko V.A., Passar A.V. Estimation of Efficiency of Use of Had Energy of the Impulse As One of Problems at Realization of the Complex Approach. *Handbook. An Engineering Journal*, 2012, no. 4 (181), pp. 44–48 (in Russ.).
- [19] Lashko V.A., Passar A.V. Estimation of the Extent to which Radiality Influences the Flowing Part of the Combined Engine Turbine. *Vestnik TOGU*, 2011, no. 3 (22), pp. 85–94 (in Russ.).
- [20] Lashko V.A., Passar A.V. Calculation of the Kinetic Energy Loss Factor in the Flowing Part of a Turbine as One Problem in Implementing Complex Approach. *Vestnik TOGU*, 2011, no. 1 (20), pp. 79–90 (in Russ.).
- [21] Lashko V.A., Passar A.V. Investigation of the Influence of the Shape of the Meridional Bypass on the Flow Structure in the Flow Part of the Radial-Axial Turbine of the Combined Engine. *Vestnik TOGU*, 2008, no. 4 (11), pp. 109–126 (in Russ.).
- [22] Lashko V.A., Passar A.V. Choice of the Parameters for Calculation of the Radially-axial Turbines Working in Conditions of the Non-stationary Stream. *Vestnik TOGU*, 2007, no. 4 (7), pp. 135–152 (in Russ.).
- [23] Lashko V.A., Passar A.V. Model' Ya.A. Model' J.A. Sirotkina as a Tool for the Analysis of the Geometric Parameters of a Radial-axis Turbine of a Combined Engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2008, no. 2, pp. 43–62 (in Russ.).
- [24] Lashko V.A., Passar A.V. Vybór optimal'noy stepeni radial'nosti dlya turbiny turbokompressora TKR-14S-27 porshnevoego dvigatelya ChN 18/22 [Selection of the Optimal Degree of Radiality for the Turbine of the Turbocharger TKR-14S-27 of the Piston Engine ChN 18/22]. *Aktual'nye problemy razvitiya i ekspluatatsii porshnevnykh dvigateley v transportnom komplekse Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona: mater. mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. "Dvigateli 2008"* [Actual Problems of Development and Operation of Piston Engines in the Transport Complex of the Asia-Pacific Region: Materials of the International Scientific and Technical Conference "Engines 2008"]. Khabarovsk, Tikhookeanskoi gos. un-t publ., 2008, pp. 150–165 (in Russ.).
- [25] Lashko V.A., Passar A.V. Problemy proektirovaniya protochnoy chasti tsentrostremitel'noy turbiny, rabotayushchey v sostave impul'snoy sistemy nadduva KDVS [Problems of Designing the Flow Path of a Centripetal Turbine Operating as Part of a Pulsed Pressurization System of a KDVS]. *Aktual'nye problemy sozdaniya, proektirovaniya i ekspluatatsii sovremennykh dvigateley vnutrennego sgoraniya: sb. nauchn. tr.* [Actual Problems of Creation, Design and Operation of Modern Internal Combustion Engines: a Collection of Scientific Papers]. Khabarovsk, Khabarovskii gos. tekhn. un-t publ., 2004, iss. 3, pp. 119–125 (in Russ.).
- [26] Sedov L.I. *Metody podobiya i razmernosti v mekhanike* [Methods of Similarity and Dimension in Mechanics]. Moscow, Nauka publ., 1987, 432 p. (In Russ.).
- [27] Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and Calculation of Aircraft Blade Machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1986, 432 p. (In Russ.).
- [28] Chen L., Luo J., Sun F., Wu C. Design Efficiency Optimization of One-dimensional Multi-stage Axial Flow Compressor. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 625–633. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.10.003>
- [29] Bayomi N.N., Abd EI-Maksoud R.M. Two Operating Modes for Turbocharger System. *Energy Conversion and Management*, 2012, no. 58, pp. 59–65. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.003>

- [30] Binder N., Garcia B.J., Carbonneau X. Dynamic Response in Transient Operation of a Variable Geometry Turbine Stage: Influence of the Aerodynamic Performance. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, art. ID 735321, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.1155/2013/735321>
- [31] Ghasemi S., Shirani E., Hajilouy-Benisi A. Performance Prediction of Twin-entry Turbocharger Turbines. *Turbo Expo 2002: ASME*, 2002, vol. 1, pp. 1087–1095. DOI: <https://doi.org/10.1115/GT2002-30576>
- [32] Lebele-Alawa B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert S.D. Rotor-blades Profile Influence on a Gas-turbine's Compressor Effectiveness. *Applied Energy*, 2008, no. 85, pp. 494–505. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.12.001>
- [33] Birzhakov M.B., Litinetskiy V.V. *Radial'no-osevye stupeni moshchnykh turbin* [Radial-axial Stages of Powerful Turbines]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1983, 219 p. (In Russ.).
- [34] Bagmut G.A., Polyakovskiy G.M. Theoretical Substantiation of the Choice of the Average Radius of the Radial-axial Turbine. *Energomashinostroenie*, 1989, no. 3, pp. 11–14 (in Russ.).
- [35] Zaydel' R.R. *Turbodetandery kislorodnykh ustanovok* [Turboexpanders for Oxygen Plants]. Moscow, Mashgiz publ., 1960, 175 p. (In Russ.).
- [36] Knoernschild E.M. The Radial Turbine, for Low Specific Speeds and Low Velocity Factors. Journal of engineering for power. *Transactions of the ASME*, 1961, January, pp. 1–8.
- [37] Epifanova V.I. *Nizkotemperaturnye radial'nye turbodetandery* [Low Temperature Radial Turbo Expanders]. Moscow, Mashgiz publ., 1961, 399 p. (In Russ.).
- [38] Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Selection of Parameters and Calculation of a Centripetal Turbine in Stationary and Transient Modes]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1974, 228 p. (In Russ.).
- [39] Nosov M.V. *Raschet osnovnykh parametrov odnostupenchatoy tsentrostremitel'noy turbiny* [Calculation of the Main Parameters of a Single-stage Centripetal Turbine]. Moscow, Oborongiz publ., 1961, 83 p. (In Russ.).
- [40] Prikhod'ko M.S. On the Issue of Optimal Operating Conditions for a Centripetal Turbine Stage. *Trudy LKI*, 1961, iss. XXXIV. (In Russ.).
- [41] Loshkarev A.I. To the Calculation of the Characteristics of a Centripetal Turbine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 1963, no. 1, pp. 81–96 (in Russ.).
- [42] Uvarov V.V., Beknev V.S., Gryaznov N.D., Mikhail'tsev B.E. et al. *Lokomotivnye gazoturbinnye ustanovki (raschet i proektirovanie)* [Locomotive Gas Turbine Installations (Calculation and Design)]. Moscow, Mashgiz publ., 1962, 548 p. (In Russ.).
- [43] Loshkarev A.I., Bryukhanov B.N. Some Results of the Study of a Centripetal Gas Turbine with Nozzle Control. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 1963, no. 2, pp. 208–223 (in Russ.).
- [44] Loshkarev A.I. On the Issue of Profiling the Impeller of a Radial Turbomachine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 1960, no. 2, pp. 111–123 (in Russ.).
- [45] Zaslavskiy S.A., Liberman M.A., Simkin M.A., Sirotkin Ya.A. One-dimensional Verification Calculation of Small-sized Subsonic Axial Gas Turbines on a Computer. *Energomashinostroenie*, 1978, no. 7, pp. 13–16 (in Russ.).
- [46] Sirotkin Ya.A. *Aerodinamicheskii raschet lopatok osevykh turbomashin* [Aerodynamic Calculation of Blades of Axial Turbomachines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972, 448 p. (In Russ.).
- [47] Midzumati N. *Issledovanie radial'nykh gazovykh turbin* [Study of Radial Gas Turbines]. Moscow, Mashgiz publ., 1961, 120 p. (In Russ.).
- [48] Binder F.S., Gulati P.S. A Method for Predicting the Performance of Centripetal Turbines in Non-steady Flow. *Turbocharg and Turbochargers. Conference*, London, 1978, pp. 233–240.
- [49] Rozenberg G.Sh. *Sudovye tsentrostremitel'nye gazovye turbiny* [Marine Centripetal Gas Turbines]. Leningrad, Sudostroenie publ., 1964, 192 p. (In Russ.).
- [50] Simson A.E. *Gazoturbinnyy nadduv dizeley* [Gas Turbine Supercharging of Diesel Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1964, 248 p. (In Russ.).
- [51] Zaryankin A.E., Sherstyuk A.N. *Radial'no-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Radial-axial Turbines of Small Power]. Moscow, Mashgiz publ., 1963, 248 p. (In Russ.).
- [52] Rozenberg G.Sh. *Tsentrostremitel'nye turbiny sudovykh ustanovok* [Centripetal Turbines for Ship Installations]. Leningrad, Sudostroenie publ., 1973, 216 p. (In Russ.).
- [53] Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radial'no-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Radial-axial Turbines of Small Power]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976, 208 p. (In Russ.).

- [54] Dorfman L.A., Serazetdinov A.Z. Numerical Solution on the Computer of the Problems of the Averaged Axisymmetric Flow in Turbomachines. *Energomashinostroyeniye*, 1969, no. 7, pp. 14–19 (in Russ.).
- [55] Shabarov A.B., Tarasov V.V. On the Issue of Profiling the Impeller of a Centripetal Turbine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 1982, no. 1, pp. 101–105 (in Russ.).
- [56] Shabarov A.B., Tarasov V.V. Optimal Design of the Flow Path of a Radial-axial Turbine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 1988, no. 11, pp. 67–71 (in Russ.).
- [57] Baykov B.P. Features of Profiling Wheels of Centrifugal Compressors and Radial Centripetal Turbines. *Energomashinostroyeniye*, 1959, no. 9, pp. 45–47 (in Russ.).

Материалы получены редакцией 25.10.2022

Сведения об авторах

Пассар Андрей Владимирович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра ДВО РАН.

E-mail: passar_av@mail.ru

Цыганкова Людмила Петровна — доцент Отделения машиностроения, морской техники и транспорта, Инженерного департамента Политехнического института ФГАОУ ВО «Дальневосточный федеральный университет». E-mail: liusivl@mail.ru

Information about the authors

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

Tsigankova Lyudmila Petrovna — Senior Lecturer, Division of Mechanical Engineering, Marine Engineering and Transport, Department of Engineering, Polytechnic Institute, FSAEI Far Eastern Federal University. E-mail: liusivl@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Пассар А.В., Цыганкова Л.П. Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых двигателей. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 50–64.

DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.50-64>

Citation:

Passar A.V., Tsigankova L.P. Selection of the Radial-Axial Turbine Design Methods for the Piston Engines. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 50–64 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.50-64>

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2022.4.65-81

Моделирование процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания двухтопливного водородного двигателя

Бовэнь Са¹, М.В. Гордин², В.А. Марков², С.В. Плахов³¹ ООО «CeraTurbo»² МГТУ им. Н.Э. Баумана³ ООО «ППП «Дизельавтоматика»

Simulation of the Fuel Supply, Mixture Formation and Combustion Processes in a Dual-Fuel Hydrogen Engine

Bowen Sa¹, M.V. Gordin², V.A. Markov², S.V. Plakhov³¹ CeraTurbo Sci & Tech Co., Ltd² Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)³ LLC Manufacturing Enterprise Dieselavtomatika

В последнее время наиболее перспективным энергоносителем для наземного транспорта, речного и морского флота, авиации считают водород. Его использование в двигателях внутреннего сгорания различного назначения позволяет уменьшить выбросы в атмосферу парниковых газов и других вредных веществ, перейти к углеродно-нейтральной энергетике. Надежное воспламенение водородно-воздушной смеси обеспечивается при организации двухтопливной работы двигателя, заключающейся в использовании водорода в качестве основного топлива и его воспламенении от запальной дозы нефтяного дизельного топлива. Проанализированы особенности такой организации рабочего процесса двигателей, работающих на водороде. С использованием программного комплекса Converge CFD проведены расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизеля типа Д-49, работающего в указанном газодизельном цикле. Количество подаваемого в камеру сгорания дизеля водорода изменялось от 0 до 60 %. Отмечено, что переход от однотопливного цикла (работа на дизельном топливе) на двухтопливный (газодизельный) цикл заметно влияет на характеристики протекания процесса сгорания. Показано, что для режима работы дизеля с частотой вращения коленчатого вала 450 мин⁻¹ и мощностью 1050 кВт оптимальной является подача водорода в количестве 20 % от общей подачи жидкого и газообразного топлива с учетом разной теплотворной способности этих топлив.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, дизельный цикл, газодизельный цикл, дизельное топливо, водород, топливная экономичность, показатели токсичности отработавших газов

Hydrogen is being considered recently as the most promising energy carrier for land transport, river and sea fleets, as well as aviation. Its use in the internal combustion engines of various types makes it possible to reduce emissions of the greenhouse gases and other harmful substances into the atmosphere and to transfer to the carbon neutral energy. Reliable ignition of the hydrogen-air mixture is ensured by organizing the engine dual-fuel operation, which consists in using hydrogen as the main fuel and its ignition from ignition dose of the petroleum diesel fuel. Features of such organization of the engine working process running on the hydrogen were analyzed. The Converge CFD software package was used in computational studies of the D-49 diesel locomotive engine working process operating in the specified gas-diesel cycle. The amount of hydrogen supplied to the diesel engine combustion chamber was varying from 0 to 60 %. It was noted that transition from a single-fuel cycle (working on diesel fuel) to the dual-fuel cycle (gas-diesel) significantly affected characteristics of the combustion process. It is shown that for the operation mode of a diesel engine with the crankshaft speed of 450 min⁻¹ and the power of 1050 kW, the optimal supply of hydrogen is 20 % of the total supply of liquid and gaseous fuel taking into account the different calorific value of these fuels.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, diesel cycle, gas-diesel cycle, diesel fuel, hydrogen, fuel efficiency, exhaust gas toxicity indicators

Введение

Современный этап развития мировой энергетики характеризуется постоянным ростом потребления углеводородного сырья. Планируется, что за период 2000–2030 гг. мировая потребность в первичных энергоносителях возрастет на 60...70 %. Отметим, что при этом ограниченность запасов нефти и газа, рост цен на них приводят к интенсивным поискам альтернативных энергоносителей [1–3].

К альтернативным топливам для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) предъявляют высокие экологические требования. В первую очередь это касается выбросов парниковых газов в атмосферу при сжигании этих альтернативных топлив в камере сгорания (КС) двигателя. Интенсивное сжигание ископаемых углеводородов за последнее столетие привело к сильному увеличению содержания диоксида углерода в атмосфере. С период с 1850 по 1950 г. оно возросло примерно на 15 %, а затем ежегодно повышалось на 0,2...0,5 %. В начале XXI в. оно превысило 390 ppmv. При этом ежегодное увеличение средней температуры составляет 0,04...0,10 °C [4].

В качестве кардинального средства для решения указанных экологических проблем рассматривают переход к углеродно-нейтральной энергетике, т. е. переход на безуглеродные или низкоуглеродные моторные топлива [5–7]. К ним, в первую очередь, относится водород [8–10]. Но при этом, по данным Международного энергетического агентства (International Energy Agency), на мировой транспортный сектор приходится более 20 % вредных выбросов. Доля потребляемой этим сектором энергии, получаемой при сжигании водорода, составляет менее 0,01 %. Агентство прогнозирует, что к 2050 г. четвертая часть всех транспортных средств в мире будет работать на водороде, в том числе на водородных топливных элементах. Водород будет распространен в тех секторах перевозок, в которых применение классических электромобилей проблематично, например, в секторе магистральных большегрузных перевозок.

Интерес к использованию водорода в качестве энергоносителя возник еще до появления ДВС. Первый патент на изобретение водородного автомобиля получил в 1807 г. Франсуа Исаак де Риваз. В 1860 г. Этьен Ленуар запатентовал ДВС, работающий на светильном газе, содержащем около 50 % водорода, 34 % метана и 8 %

монооксида углерода. Двигатель Ленуара мощностью 12 лошадиных сил был предназначен главным образом для транспортных средств, однако практическое применение для этих целей получил двигатель Николауса Августа Отто, работающий на бензине.

Как отмечено выше, возросший в последние годы интерес к использованию водорода в качестве топлива для ДВС вызван необходимостью решения обостряющихся экологических проблем. Проведены многочисленные исследования, посвященные проблемам использования водорода в качестве энергоносителя для ДВС [3, 11–14]. Среди этих проблем — обеспечение стабильного воспламенения водорода в КС двигателя, снижение жесткости сгорания водорода (показателей динамики процесса сгорания или динамики цикла), необходимость исключения самопроизвольного воспламенения водорода во впускной системе двигателя [3, 15–17]. В ряде работ показано, что многие возникающие при проектировании водородных двигателей проблемы могут быть решены при организации двухтопливной работы двигателя, заключающейся в использовании водорода в качестве основного топлива и его воспламенении от запальной дозы нефтяного дизельного топлива (ДТ) [3, 4, 18–20]. Отметим, что водород в качестве топлива для ДВС можно использовать на различных транспортных объектах — на наземном автомобильном транспорте [3, 10, 21–26], в авиации, на судах речного и морского флота [3, 8, 10, 27], на железнодорожном транспорте [8, 10, 28–30]. Но при этом до настоящего времени недостаточно полно изучены теплофизические процессы в этих ДВС, работающих на водороде [19, 20]. Цель настоящей работы — расчетное исследование рабочего процесса тепловозного двухтопливного двигателя на водороде и нефтяном ДТ.

Объект исследования

Объектом исследования выбран тепловозный дизельный двигатель типа Д-49 (16ЧН 26/26). Двигатели этого типа выполнены V-образными и обладают мощностью от 3000 до 6000 л. с. (2200...4400 кВт) при частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$. Каждый цилиндр дизеля Д49 имеет четыре клапана — два впускных и два выпускных. Впускной коллектор проложен в развале цилиндров, выпускные коллекторы — снару-

жи. Каждая секция топливного насоса высокого давления выполнена отдельной и установлена у своего цилиндра, управляются они парой общих кулачковых валов от одного регулятора. Большинство дизелей серии оснащены одним нерегулируемым турбокомпрессором серии ТК, состоящим из одноступенчатой осевой турбины и одноступенчатого центробежного компрессора. Двигатели этого семейства устанавливаются на магистральные и маневровые тепловозы различных типов.

При конвертировании этого двигателя на работу в газодизельном цикле выбрана схема подачи водорода во впускную систему, а воспламенение водородно-воздушной смеси в цилиндре двигателя происходит от теплоты сгорания запальной дозы нефтяного ДТ, подаваемого в КС штатной дизельной форсункой. При этом подача водорода осуществляется газовой форсункой в воздушный поток впускного канала каждого цилиндра на такте впуска. В результате происходит равномерное смешивание водорода с воздухом и образуется водородно-воздушная смесь, поступающая в КС. Количество впрыскиваемого водорода (подача водорода) регулируется изменением давления впрыска водорода при фиксированном периоде его подачи. Отношение цикловой подачи водорода к цикловой подаче ДТ определяется удельной энергетической долей водорода ε_{H_2} :

$$\varepsilon_{H_2} = \frac{m_{H_2} \text{Н}_{uH_2}}{m_{H_2} \text{Н}_{uH_2} + m_{ДТ} \text{Н}_{uДТ}}, \quad (*)$$

где m_{H_2} и $m_{ДТ}$ — цикловая подача водорода и ДТ соответственно; Н_{uH_2} и $\text{Н}_{uДТ}$ — низшая теплотворная способность водорода и ДТ соответственно ($\text{Н}_{uH_2} = 120$ МДж/кг и $\text{Н}_{uДТ} = 42,5$ МДж/кг). В данной работе эта энергетическая доля ε_{H_2} выбрана равной 0, 20, 40 и 60 %.

Математические модели, использованные при расчетных исследованиях рабочего процесса газодизельного двигателя

Для оценки эффекта подачи водорода во впускную систему исследованного дизельного двигателя на его технико-эксплуатационные показатели разработаны численные модели этого двухтопливного двигателя при статистическом объединении трехмерной (3D) модели КС двигателя и одномерной (1D) модели двигателя. При

этом моделирование рабочего процесса газодизельного двигателя проведено на режиме с постоянными частотой вращения ($n = 450$ мин⁻¹) и крутящим моментом ($M_e = 12\,500$ Н·м), т. е. с мощностью ($N_e = 1050$ кВт) двигателя и при изменении количества подаваемых в КС дизельного топлива и водорода. Такой выбор исследуемого скоростного режима обусловлен тем, что в условиях эксплуатации средняя частота вращения коленчатого вала тепловозного дизельного двигателя маневрового тепловоза составляет 40...50 % от частоты вращения на режиме максимальной мощности [31–33].

3D-модель камеры сгорания двухтопливного двигателя

3D-модель камеры сгорания двигателя базируется на методе конечных объемов и является основой программного комплекса (ПК) Converge CFD. Эта модель использована для получения информации о развитии процесса сгорания в КС, распределении параметров газов по объему камеры и образовании в ней вредных веществ. При этом процессы распыливания ДТ и смешение образуются моделируются с использованием подходов Эйлера — Лагранжа. Струя распыливаемого жидкого топлива описывается системой Лагранжа с дискретной (негомогенной) фазой, содержащей газовую фазу и совокупность капель жидкого топлива. Газовая смесь описывается системой Эйлера с гомогенной фазой. Испаренная часть капель из дискретной фазы переходит в гомогенную фазу. Распад струи (капель) описывается моделью КН-RT [34]. Для моделирования столкновения и коалесценции (слияния) капель жидкого топлива использована численная схема No Time Counter [35]. Скорость испарения капли топлива описывается скоростью изменения радиуса капли, которая определяется по методике Frossling [36].

Уравнения переносов массы и теплоты в газовой смеси решаются для гомогенной фазы. Используются уравнения движения вязкой жидкости Навье — Стокса, осредненные по Рейнольдсу уравнения RANS (Reynolds-averaged Navier — Stokes). Они замыкаются моделью турбулентности k - ε . Для описания с приемлемой точностью протекание во времени химических реакций окисления дизельного и водородного топлив, а также реакций образования оксидов азота использованы уравнения химической

кинетики. Они объединяют сокращенный механизм реакций окисления н-гептана C_7H_{16} [37] и сокращенный механизм химических превращений для азота N, водорода H и кислорода O [38]. Полученная система уравнений химической кинетики содержит 659 химических реакций для 140 веществ. Для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, характеризующих протекание указанных химических реакций, использован решатель детальной химической кинетики — Sage (от англ. «мудрец» — система компьютерной алгебры) [39]. Преобразование сажи моделируется эмпирической моделью образования и развития сажевых частиц Hiroyasu [40].

Для определения констант уравнений в моделях распыливания ДТ, смесеобразования, сгорания ДТ и преобразования сажи, а также для проверки этих моделей были использованы экспериментальные данные базы данных Engine Combustion Network (ECN) для развития струи и сгорания ДТ в камере постоянного объема (КПО) [41, 42]. Исследование параметров развития струи ДТ проводили в КПО с инертным газом при температуре газа 900 K и давлении 6 МПа (инертное распыливание). Эксперимент со сгоранием топливной струи дизельного топлива выполнен в камере, заполненной газовой смесью с объемной концентрацией кислорода O_2 ,

равной 15 %, при сохранении других условий без изменения (реагирующее распыливание) [42]. После нескольких циклов итерации констант моделей достигнуто хорошее совпадение расчетных результатов с экспериментальными данными. На рис. 1 представлено сравнение расчетных параметров инертного распыливания — длин проникновения жидкой струи и паров дизельного топлива — с результатами эксперимента. При реагирующем распыливании расчетный период задержки воспламенения (ПЗВ) составил 0,728 мс, а измеренный ПЗВ — 0,761 мс (отличие этих значений ПЗВ — лишь 4,3 %). На рис. 2 показаны расчетное и экспериментальное распределения массовой концентрации сажи в продольном сечении КПО в момент времени 5,8 мс после начала впрыска. Сравнение расчетных и экспериментальных данных на рис. 1 и 2 показывает, что применяемые модели позволяют получить расчетные данные приемлемой точности. Их можно использовать для дальнейшего моделирования процессов распыливания, смесеобразования, сгорания и образования вредных веществ в КС исследуемого двигателя.

Для моделирования рабочего процесса в КС двигателя типа Д-49 использованы параметры геометрии КС данного двигателя. Расчетные сетки построены для десятой части объема КС (сектора с углом 36°) с учетом геометрической

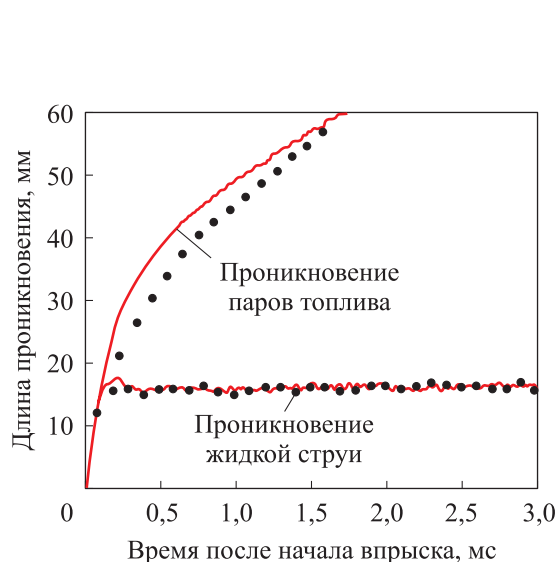


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по проникновению жидкой струи и паров топлива в КПО с инертным газом:
● эксперимент; — расчет

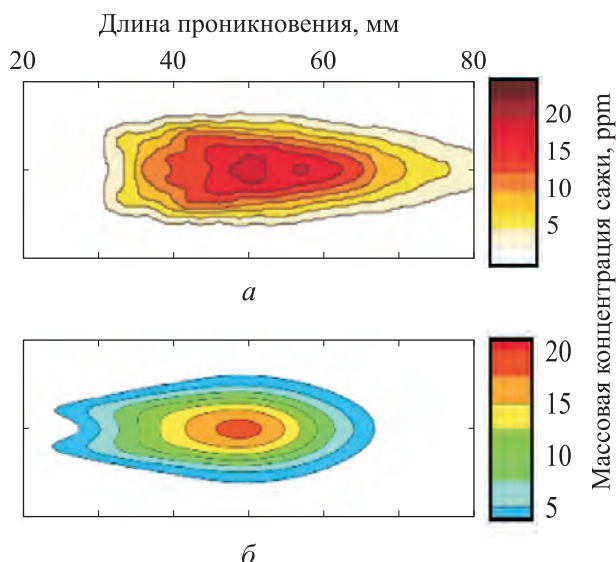


Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных данных по распределению массовой концентрации сажи в продольном сечении КПО в момент времени 5,8 мс после начала впрыска:
а — эксперимент; б — расчет

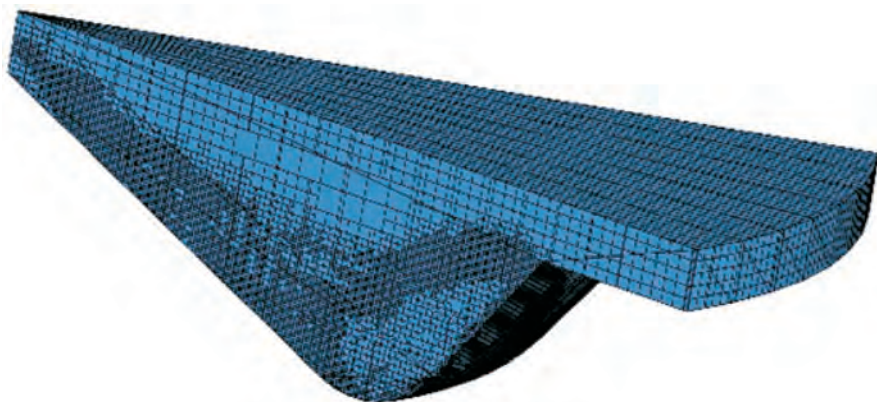


Рис. 3. Разбивка расчетной области на элементы — расчетные сетки КС в момент времени, соответствующий нахождению поршня в ВМТ

симметричности КС и симметричного расположения десяти распыливающих отверстий (одно отверстие на каждый сектор). Для обеспечения требуемой точности расчета базовые сетки разбиты на более мелкие с учетом локальных градиентов скорости и температуры.

На рис. 3 показаны сетки КС в момент времени, соответствующий нахождению поршня в верхней мертвой точке (ВМТ). Моделирование проводили во временном интервале угла φ поворота коленчатого вала (ПКВ) от $\varphi = -142^\circ$ до $\varphi = +121^\circ$ (с момента закрытия впускных клапанов до открытия выпускных клапанов; знак «-» — до ВМТ, знак «+» — после ВМТ) при частоте вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и крутящем моменте $M_e = 12\,500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, т. е. соответственно мощности $N_e = 1050 \text{ кВт}$. Граничные условия (температуру и давление газа в цилиндре при закрытии впускных клапанов, температуру стенок КС, подачу топлива) задавали по результатам одномерного моделирования работы двигателя, выполненного в ПК GT-Power.

1D-модель двухтопливного двигателя

1D-модель двухтопливного двигателя построена в ПК GT-Power на основе 1D-модели для прототипа дизельного двигателя Д-49, разработанного авторами статьи в предыдущих публикациях [43, 44]. Она состоит из термодинамической части (сгорание и газообмен) и механической части (кривошипно-шатунный механизм). Запальное нефтяное ДТ впрыскивалось непосредственно в цилиндры двигателя штатными форсунками, а водород подавался во впускную систему двигателя после турбокомпрессо-

ра в каналы перед впускными клапанами. Для расчета процесса сгорания при подаче двух указанных топлив применена многозонная модель сгорания — модель DI-pulse [45], которая часто используется для дизельных двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива. Эта модель учитывает влияние характеристик впрыскивания и распыливания топлива на процесс сгорания путем моделирования соответствующих физических процессов, происходящих во время впрыска и сгорания, включая распыливание, испарение и смешивание с воздухом. Четыре параметра — коэффициенты воспламенения (*ignition multiplier*), предварительного смешивания (*premixed combustion multiplier*), уноса (*entrainment multiplier*) и скорости диффузионного горения (*diffusion combustion rate multiplier*) — были определены по результатам трехмерного моделирования процесса сгорания в КС.

Сгорание водорода изучали с помощью модели SI-Turb [45]. Скорость горения определялась постоянной характерного времени горения и уносом массы во фронт пламени. Постоянная характерного времени горения представляет собой отношение микромасштабной длины Тейлора λ (шкала длины турбулентности — используется для характеристики турбулентного потока) к скорости распространения ламинарного пламени S_L . Унос массы пропорционален эффективной скорости пламени, которая равна сумме скоростей ламинарного и турбулентного пламени. Три параметра — коэффициенты микромасштабной длины Тейлора, роста ядра пламени и скорости турбулентного пламе-

ни — определены по результатам трехмерного моделирования процесса сгорания в КС.

При моделировании рабочего процесса двухтопливного двигателя были статистически объединены одномерная модель работы двигателя и трехмерная модель процесса сгорания в КС. Для каждого значения ε_{H_2} (см. формулу (*)) сначала выполнялось моделирование рабочего процесса двигателя с помощью 1D-модели двигателя. Полученные результаты, в том числе цикловые подачи ДТ и водорода, термическое состояние газа в цилиндре после закрытия впускных клапанов и температурные состояния стенок КС, использованы как граничные условия для моделирования процесса сгорания в камере сгорания в ПК Converge CFD. Характеристика давления в цилиндре, полученная с помощью трехмерного моделирования, принята в качестве эталонной для настройки параметров в 1D-модели двигателя. Итерации повторяют до тех пор, пока характеристика давления в цилиндре при одномерном моделировании не становится близкой к характеристике давления в цилиндре при трехмерном моделировании.

Результаты моделирования рабочего процесса дизельного двигателя

При моделировании работы двигателя типа Д-49 (16ЧН 26/26) исследованы чисто дизельный цикл (работа только на нефтяном ДТ) и газодизельный цикл (работа на двух топливах — на ДТ и водороде). Моделирование проведено на режиме работы двигателя с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и мощностью $N_e = 1050 \text{ кВт}$. При этом энергетическая доля водорода в общей подаче топлива ε_{H_2} составляла 20, 40 и 60 %. На рис. 4, а–г приведены расчетные параметры газов в цилиндре (давление, скорость нарастания давления, средняя температура и скорость тепловыделения соответственно) в зависимости от угла ПКВ.

При переходе от дизельного цикла к газодизельному отмечен заметный рост давления газов в цилиндре, причем по мере роста параметра ε_{H_2} увеличивается и максимальное давление газов в цилиндре p_z (при $\varepsilon_{H_2} = 0, 20, 40$ и 60 % значения p_z составили 8,90, 10,16, 11,99 и 13,65 МПа соответственно). Это обусловлено большой скоростью распространения пламени водорода в КС. Отметим также, что большая скорость горения водорода сопровождается по-

вышенной скоростью нарастания давления (см. рис. 4, б). Максимальная скорость нарастания давления $dp/d\varphi$ для $\varepsilon_{H_2} = 0, 20, 40$ и 60 % составила $dp/d\varphi = 0,49, 2,11, 1,93$ и 16,65 МПа/град соответственно. При увеличении ε_{H_2} от 40 до 60 % отмечено резкое увеличение параметра $dp/d\varphi$ до значения $dp/d\varphi = 16,65 \text{ МПа/град}$, что превышает критическое значение этого параметра, характерное для детонационного сгорания топлива. Возникновение детонации при $\varepsilon_{H_2} = 60 \%$ также подтверждается сильным колебанием скорости нарастания давления (см. рис. 4, б) и скорости тепловыделения (см. рис. 4, г).

Таким образом, переход от дизельного к газодизельному циклу влияет на характеристики давления сгорания в КС. Наличие водорода в смеси с воздухом приводит к увеличению периода задержки воспламенения (ПЗВ) ДТ (см. рис. 4, а и г). Но рост ПЗВ не очень значителен из-за высокого температурного уровня деталей КС, характерного для рассматриваемого нагрузочного режима работы двигателя. При увеличении ε_{H_2} от 0 до 20 % ПЗВ увеличился на время изменения угла ПКВ от $2,8^\circ$ до $4,6^\circ$, а при дальнейшем увеличении ПЗВ практически не изменился (при увеличении ε_{H_2} от 20 до 40 % ПЗВ увеличился на время изменения угла ПКВ от $4,6^\circ$ до $5,2^\circ$). Наличие водорода в КС интенсифицирует процесс сгорания ДТ и приводит к увеличению температуры газов в цилиндре (см. рис. 4, в). По мере роста доли водорода в общей подаче топлива ε_{H_2} увеличивается скорость его горения, что способствует росту максимальной температуры в цилиндре (см. рис. 4, в).

Процесс сгорания ДТ в дизельном двигателе состоит из двух фаз — фазы горения предварительно смешанного ДТ с воздухом (горение ДТ, смешанного с воздухом за ПЗВ) и фазы диффузионного горения (горение смеси воздуха с ДТ, испаряющимся после ПЗВ). Для исследуемого дизельного цикла работы двигателя характерно наличие двух пиков скорости тепловыделения (см. рис. 4, г).

Первый пик обусловлен быстрым горением предварительно смешанного с воздухом ДТ. Второй пик возникает около ВМТ благодаря повышенной турбулентности, вызванной сильным сжатием. При переходе от дизельного к газодизельному циклу с $\varepsilon_{H_2} = 20 \%$ первый пик скорости тепловыделения наблюдается позже и скорость тепловыделения увеличивается. Это

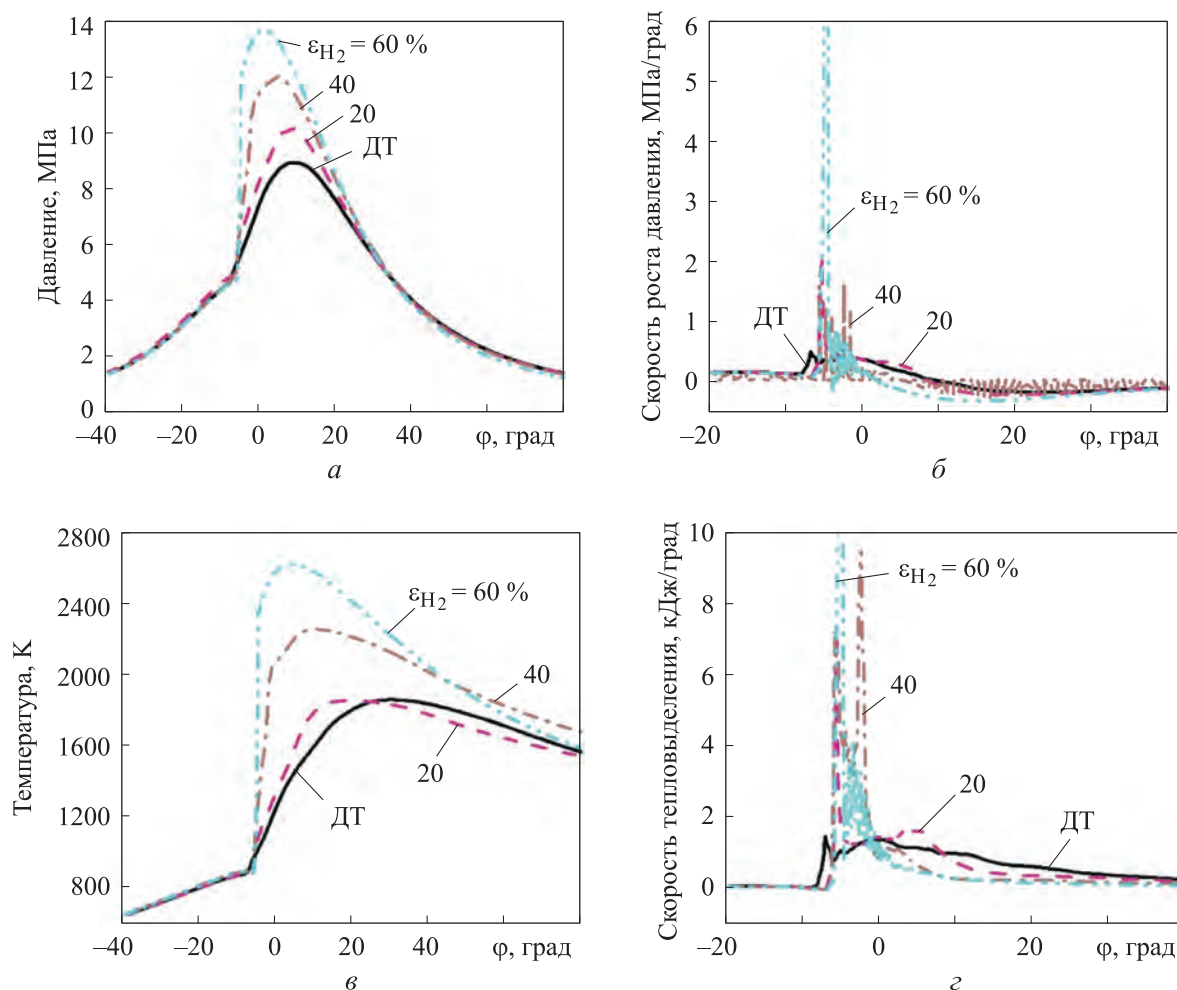


Рис. 4. Зависимости давления газов в цилиндре (а), скорости его нарастания (б), средней температуры газов в цилиндре (в) и скорости тепловыделения (г) от угла ПКВ при работе двигателя в дизельном и газодизельном циклах при различной подаче водорода ($\varepsilon_{H_2} = 20, 40$ и 60%)

обусловлено удлинением ПЗВ, что увеличивает количество ДТ, готового к горению в первой фазе горения.

В газодизельном цикле с $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ второй пик скорости тепловыделения соответствует $\varphi = 5,7^\circ$ после ВМТ. Смещение этого пика в газодизельном цикле связано с горением предварительно смешанного с воздухом водорода. Это подтверждается изменением количества водорода в цилиндре при сгорании (рис. 5). Рост ε_{H_2} от 20 до 40 % приводит к увеличению количества водорода, поданного в цилиндр, и к возрастанию отношения подач этого топлива к воздуху. В свою очередь, это увеличивает долю теплоты, выделенной в процессе горения предварительно смешанного с воздухом водорода, и значительно повышает скорость распростра-

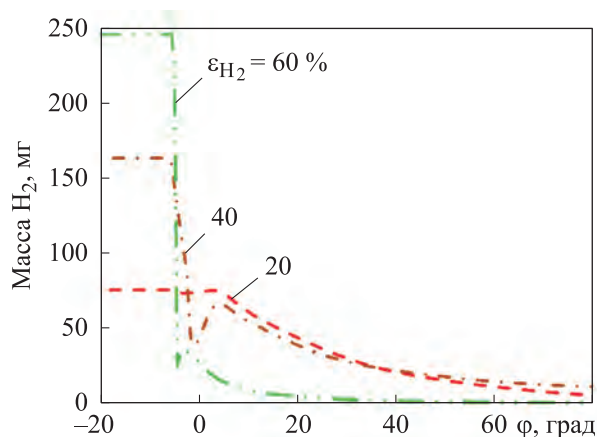


Рис. 5. Изменение количества водорода в цилиндре двигателя в зависимости от угла ПКВ при работе двигателя в газодизельном цикле с $\mu_{H_2} = 20; 40; 60\%$

нения пламени водорода. Поэтому значение второго пика скорости тепловыделения для $\varepsilon_{H_2} = 40\%$ намного больше значения второго пика скорости тепловыделения для $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ (см. рис. 4, з).

Дальнейшее увеличение количества водорода, поданного в цилиндр, приводит росту скорости его сгорания и сокращению продолжительности сгорания. Как показано на рис. 5, при $\varepsilon_{H_2} = 60\%$ около 90 % от общего количества водорода сгорает за время изменения угла ПКВ на $1,9^\circ$ (от $\varphi = -6,4^\circ$ до $\varphi = -4,5^\circ$ после ВМТ). В связи с этим для обеспечения стабильной и надежной работы двигателя значение $\varepsilon_{H_2} = 60\%$ неприемлемо для исследуемого нагрузочного режима. Поэтому при дальнейшем анализе результатов данные, полученные для $\varepsilon_{H_2} = 60\%$, не рассматривали. Ограничение скорости распространения пламени водорода и предотвращение детонации может быть достигнуто путем введения в водородно-воздушную смесь топлива с пониженной скоростью сгорания (например, аммиака).

Отмеченные выше различия в протекании процесса сгорания в двигателе, работающем в дизельном и газодизельном циклах, приводят к заметному изменению показателей двигателя. Расчетные показатели работы исследуемого двигателя в дизельном и газодизельном циклах при $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ и 40% приведены в табл. 1 и на рис. 6. По сравнению с работой двигателя в дизельном цикле в газодизельном цикле с $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ эффективный КПД η_e оказывается чуть меньшим, несмотря на интенсификацию процесса горения ДТ при добавке водорода. Такое изменение η_e объясняется изменением характеристики давления в цилиндре. Как сле-

дует из данных рис. 4, з, при постоянном угле опережения впрыска ДТ переход от $\varepsilon_{H_2} = 0\%$ на $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ приводит к увеличению давления в цилиндре на такте сжатия (перед достижением поршнем положения, соответствующего ВМТ), что увеличивает отрицательную работу на такте сжатия. Отмечено заметное снижение η_e (с 38,80 до 36,78 %) и при переходе от $\varepsilon_{H_2} = 20\%$ на $\varepsilon_{H_2} = 40\%$ из-за увеличенной доли теплоты, выделенной до ВМТ, и, соответственно, увеличенной отрицательной работы на такте сжатия (см. рис. 4, з). Для увеличения эффективного КПД η_e двигателя, работающего в газодизельном цикле, необходимо обеспечить регулирование угла опережения впрыскивания дизельного топлива в соответствии с количеством подаваемого в КС водорода. Приведенные данные о КПД соответствуют работе с постоянным углом опережения впрыскивания нефтяного ДТ.

Несмотря на рост температуры сгорания при подаче водорода в цилиндры дизельного двигателя (см. рис. 4, в), это не всегда приводит к увеличению выбросов оксидов азота с ОГ. Как следует из данных рис. 6, а, по мере увеличения удельной энергетической доли водорода в общей подаче топлива ε_{H_2} концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} сначала снижается, а потом увеличивается. При этом основным из оксидов азота является моноксид азота (NO), на долю которого приходится более 95 % массы всех оксидов азота NO_x на исследуемом режиме. Например, для $\varepsilon_{H_2} = 0\%$ на момент времени открытия выпускных клапанов количество NO и NO_x составляет 36,78 и 37,57 мг соответственно. Данные о количестве образовавшегося в КС монооксида азота в зависимости от угла ПКВ представлены на рис. 7.

Таблица 1. Показатели работы исследуемого двигателя, работающего в дизельном и газодизельном циклах, на режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и мощностью $N_e = 1050 \text{ кВт}$

Топливо	$\eta_e, \%$	$C_{NO_x}, \text{ ppm}$	$C_{CO}, \text{ ppm}$	$C_{CO_2}, \%$	$C_{CH_x}, \text{ ppm}$	$G_c, \text{ мг/м}^3$
ДТ ($\varepsilon_{H_2} = 0\%$)	39,0	1565	2448	8,70	356	23,32
ДТ + H_2 ($\varepsilon_{H_2} = 20\%$)	38,8	1072	530	7,01	346	4,87
ДТ + H_2 ($\varepsilon_{H_2} = 40\%$)	36,8	1879	4904	5,89	321	15,94

Примечание: η_e — эффективный КПД двигателя; C_{NO_x} , C_{CO} , C_{CO_2} , C_{CH_x} — объемные концентрации в ОГ оксидов азота, монооксида углерода, диоксида углерода, несгоревших углеводородов; G_c — массовая концентрация углерода (сажи) в ОГ.

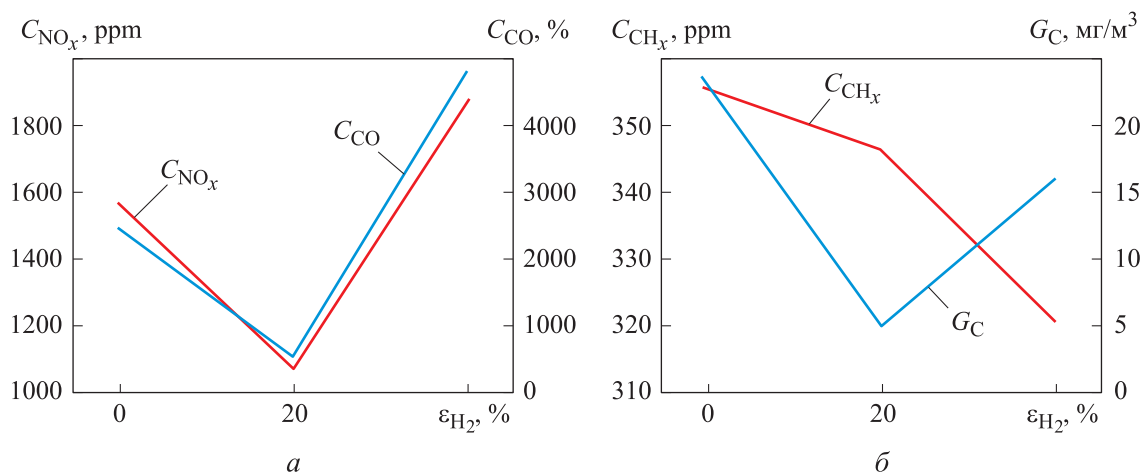


Рис. 6. Зависимости объемных концентраций в ОГ оксидов азота C_{NO_x} и монооксида углерода C_{CO} (а), несгоревших углеводородов C_{CH_x} и массы сажи (углерода) в ОГ G_C (б) исследуемого двигателя от удельной энергетической доли водорода в общей подаче топлива ϵ_{H_2}

В дизельном цикле большая часть NO_x образуется на стадии диффузионного горения (см. рис. 4, б и рис. 7). При наличии водорода в рабочей смеси скорость горения ДТ увеличивается, что приводит к возрастанию скорости роста температуры в КС (см. рис. 3, в и табл. 2). В результате увеличивается и скорость образования NO_x (см. рис. 7 и табл. 3). Замещение ДТ водородом приводит к уменьшению количества ДТ, подаваемого в КС, что позволяет сократить период диффузионного горения и уменьшить образование NO_x в этой фазе горения.

При $\epsilon_{H_2} = 20$ % из-за небольшого отношения количества водорода к количеству воздуха водород начинает гореть примерно в момент времени, соответствующий $\phi = 5^\circ$ после ВМТ, и скорость горения водорода ограничивается. Это снижает скорость роста температуры в КС. Высокая теплоемкость продукта горения водорода (вода H_2O) также позволяет ограничить скорость роста температуры. Кроме того, горение предварительно смешанного с воздухом водорода позволяет обеспечить более равномерное распределение температуры в КС, как показано в табл. 2. Все эти факторы обуславливают относительно меньшее количество образовавшихся в КС оксидов азота NO_x в конце процесса сгорания при $\epsilon_{H_2} = 20$ % по сравнению с $\epsilon_{H_2} = 0$ % (работа только на ДТ).

Уменьшение выбросов NO_x при подаче небольшого количества водорода в цилиндры дизельных двигателей также было отмечено

в экспериментальных исследованиях [46, 47]. При росте ϵ_{H_2} от 20 до 40 % увеличивается отношение количества водорода к количеству воздуха. Это приводит к значительному увеличению доли горения предварительно смешанного водорода с воздухом, заметному росту скорости распространения пламени горения водорода и сокращению длительности сгорания. Как следует из данных рис. 4, около 75 % водорода сгорает за короткое время (соответствующее изменению угла ПКВ от $6,9^\circ$ до $0,5^\circ$ до ВМТ). Быстрое сгорание водорода приводит к резкому увеличению температуры сгорания и образования

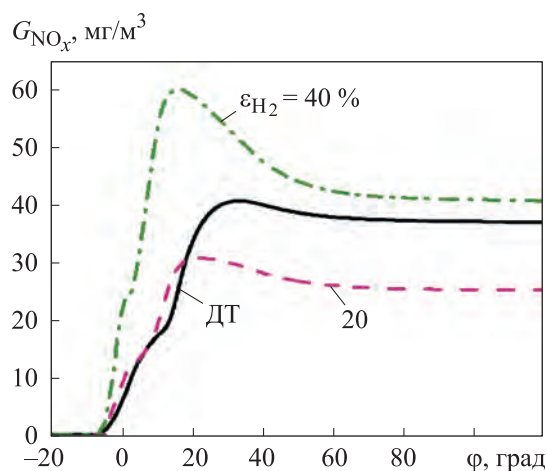
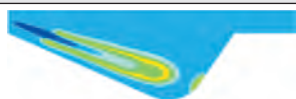
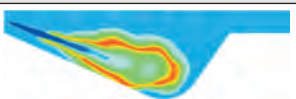
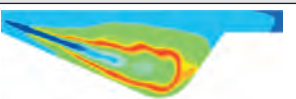
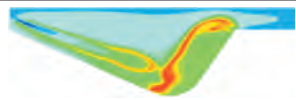
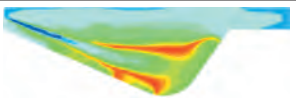
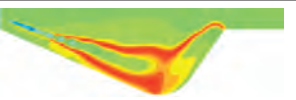
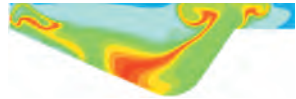
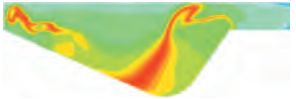
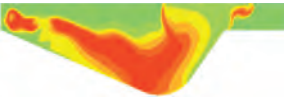
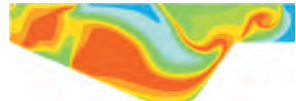
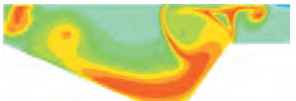
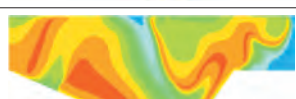
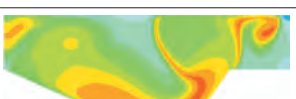
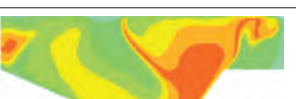
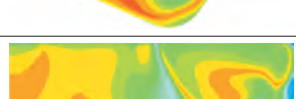
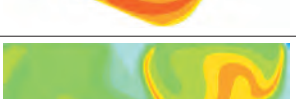


Рис. 7. Зависимости количества образовавшихся в камере сгорания оксидов азота от угла ПКВ при работе двигателя в дизельном и газодизельном циклах с $\epsilon_{H_2} = 20$ и 40 %

Таблица 2. Распределение температуры газов в продольном сечении КС двигателя, работающего в дизельном и газодизельном циклах с $\varepsilon_{H_2} = 20$ и 40 %

φ, град	ДТ ($\varepsilon_{H_2} = 0$ %)	ДТ + H ₂ ($\varepsilon_{H_2} = 20$ %)	ДТ + H ₂ ($\varepsilon_{H_2} = 40$ %)
–4			
2			
10			
18			
25			
35			
Примечание. Температура, К  800 1000 1200 1400 1600 1800 2000 2200 2400 2600 2800			

NO_x в КС (см. рис. 4, в, табл. 2 и 3). В результате количество образовавшихся в камере сгорания оксидов азота NO_x при $\varepsilon_{H_2} = 40$ % больше, чем на режиме с $\varepsilon_{H_2} = 0$ % и 20 %.

По мере увеличения удельной энергетической доли водорода ε_{H_2} в общей подаче топлива двигателя, работающего в газодизельном цикле, выбросы несгоревших углеводородов снижаются благодаря уменьшенной подаче нефтяного ДТ. При увеличении ε_{H_2} от 0 до 20 % концентрация монооксида углерода СО в ОГ и эмиссия сажи (углерода С) снижаются (рис. 6, а и б). Это связано в основном с уменьшенным количеством ДТ, подаваемого в КС. Увеличение ε_{H_2} от 0 до 20 % приводит к быстрому протеканию процесса горения предварительно смешанных водорода и воздуха, увеличению температуры сгорания, быстрому окислению СО и сажи. Увеличение доли подаваемого водорода ε_{H_2} от 20 до 40 % сопровождается ростом содержания

в ОГ этих двух токсичных компонентов, что, по-видимому, вызвано ухудшением качества процессов распыливания топлива и смесеобразования из-за уменьшения количества впрыскиваемого в КС нефтяного ДТ. Также отметим снижение выброса углекислого газа СО₂ во всем диапазоне увеличения подачи водорода.

Результаты расчетных исследований свидетельствуют о том, что на режиме работы двигателя с частотой вращения коленчатого вала $n = 450$ мин^{–1} и мощностью $N_e = 1050$ кВт оптимальная удельная энергетическая доля водорода составляет 20 %. В этом случае достигаются наименьшие выбросы NO_x, СО и сажи с ОГ при небольшом снижении эффективного КПД. По сравнению с дизельным циклом работы исследуемого двигателя концентрация NO_x в ОГ уменьшается от 1565 до 1072 ppm (т. е. на 31,5 %), концентрация СО в ОГ — от 2448 до 530 ppm (т. е. на 78,4 %), масса сажи в ОГ — от 23,32

Таблица 3. Распределение массовой концентрации NO_x в продольном сечении КС двигателя, работающего в дизельном и газодизельном циклах с $\varepsilon_{\text{H}_2} = 20$ и 40 %

φ, град	ДТ ($\varepsilon_{\text{H}_2} = 0$ %)	ДТ + H_2 ($\varepsilon_{\text{H}_2} = 20$ %)	ДТ + H_2 ($\varepsilon_{\text{H}_2} = 40$ %)
–4			
2			
10			
18			
25			
35			
Примечание. Массовая концентрация G_{NO_x} , г/м ³ 0 0,001 0,002 0,003 0,004 0,005 0,006 0,007			

до 4,87 ppm на 79,1 %, а эффективный КПД уменьшается от 39,0 до 38,8 %, т. е. лишь на 0,6 %. При этом также наблюдается небольшое снижение концентрации CH_x в ОГ от 356 до 346 ppm (т. е. на 2,7 %). Проведенные расчеты показали, что на режиме с $\varepsilon_{\text{H}_2} = 60$ % возникает неблагоприятное горение водорода с чрезвычайно большой скоростью. Для ограничения скорости распространения пламени водорода в этом случае можно ввести в водородно-воздушную смесь топливо с пониженной скоростью сгорания, например аммиак.

Заключение

Исследован рабочий процесс дизельного двигателя типа Д-49 (16ЧН 26/26) в дизельном и газодизельном циклах на режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 450$ мин^{–1} и мощностью $N_e = 1050$ кВт. В газодизельном цикле водород подавался во впускные каналы двигателя перед впускными клапанами, а нефтяное дизельное

топливо впрыскивалось в цилиндры двигателя его штатными форсунками. При этом энергетическая доля водорода в общей подаче топлива ε_{H_2} выбрана равной 0, 20, 40 и 60 %. При моделировании рабочего процесса указанного двигателя трехмерная модель КС была статистически объединена с одномерной моделью двигателя. Процесс сгорания в камере сгорания исследуемого дизеля моделирован с использованием ПК Converge CFD. Результаты исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

1. Переход от дизельного к газодизельному циклу оказывает значительное влияние на протекание рабочего процесса исследуемого тепловозного двигателя. Отмечены увеличение скорости сгорания топлива, рост давления и температуры в цилиндре, увеличение скорости нарастания давления, при большой подаче водорода — детонационное сгорание топлива. Поэтому для обеспечения стабильной работы

и надежности двигателя удельная энергетическая доля водорода ϵ_{H_2} в исследуемом нагрузочном режиме должна быть ограничена.

2. По сравнению с работой двигателя в дизельном цикле в газодизельном цикле эффективный КПД η_e оказывается чуть меньшим. При постоянном угле опережения впрыска нефтяного дизельного топлива увеличение подачи водорода от 0 % (дизельный цикл) до 20 % приводит к снижению эффективного КПД двигателя η_e с 39,0 до 38,8 %. Для увеличения эффективного КПД η_e двигателя, работающего в газодизельном цикле, необходимо регулировать угол опережения впрыскивания дизельного топлива в соответствии с количеством подаваемого в камеру сгорания водорода.

3. По мере увеличения доли водорода в общей подаче топлива концентрация в отработавших газах оксидов азота сначала снижается, а при превышении долей водорода значения 20 % начинает возрастать. Во всем рассматриваемом диапазоне увеличения подачи водорода

выбросы несгоревших углеводородов снижаются. При росте подачи водорода в диапазоне от 0 до 20 % концентрации в отработавших газах монооксида углерода и сажи также снижаются. Увеличение доли подаваемого водорода от 20 до 40 % сопровождается ростом эмиссии этих двух токсичных компонентов, что, по-видимому, вызвано ухудшением качества процессов распыливания топлива и смесеобразования вследствие уменьшения количества впрыскиваемого дизельного топлива. Также отмечается снижение выброса углекислого газа во всем диапазоне увеличения подачи водорода.

4. С учетом полученных расчетных данных по показателям топливной экономичности и токсичности отработавших газов исследуемого двигателя типа Д-49, работающего на режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и мощностью $N_e = 1050 \text{ кВт}$, можно сделать вывод о том, что оптимальная удельная энергетическая доля водорода в общей подаче топлива составляет 20 %.

Литература

- [1] Александров А.А., Архаров И.А. *Моторные топлива. Современные аспекты безопасного хранения и реализации в городах-мегаполисах*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 352 с.
- [2] Попель О.С., Фортов В.Е. *Возобновляемая энергетика в современном мире*. Москва, Издательский дом МЭИ, 2015, 450 с.
- [3] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Девянин С.Н., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [4] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [5] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28.
DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 5, с. 25–43.
- [7] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 6, с. 31–47.
- [8] Козлов С.И., Фатеев В.Н. *Водородная энергетика: современное состояние, проблемы, перспективы*. Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2009, 520 с.
- [9] Митрова Т., Мельников Ю., Чугунов Д., Глаголева А. *Водородная экономика — путь к низкоуглеродному развитию*. URL: https://energy.skolkovo.ru/downloads/documents/SEneC/Research/SKOLKOVO_EneC_Hydrogen-economy_Rus.pdf (дата обращения 15.08.2022).
- [10] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.
- [11] Yip H. L., Srna A., Yuen A.C.Y. et al. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2019, vol. 9 (22), 30 p.
DOI: <https://doi.org/10.3390/app9224842>

- [12] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E. The Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, vol. 31 (10), pp. 1292–1305. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2005.12.001>
- [13] Szwaja S., Rogalinski K.G. Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. *International Journal Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34 (10), pp. 4413–4421. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.03.020>
- [14] Sluder C.S., Storey J.M.E., Lewis S.A., Wagner R.M. A Thermal Conductivity Approach for Measuring Hydrogen in Engine Exhaust. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-2908, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2908>
- [15] Ассад М.С. Влияние расположения инициатора воспламенения на процесс горения водорода в ДВС. *Двигателестроение*, 2007, № 4, с. 38–41.
- [16] Shirk M.G., McGuire T.P., Neal G., Haworth D.C. Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle. *International Journal Hydrogen Energy*, 2008, vol. 33, iss. 23, pp. 7237–7244. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.07.128>
- [17] Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V. Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2685, pp. 1–22. DOI: [10.4271/2002-01-2685](https://doi.org/10.4271/2002-01-2685)
- [18] Chintala V.A., Subramanian K. A. Comprehensive Review on Utilization of Hydrogen in a Compression Ignition Engine under Dual Fuel Mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 70, pp. 472–491. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247>
- [19] Фомин В.М. *Водородная энергетика автомобильного транспорта*. Москва, Изд-во Российского университета дружбы народов, 2006, 333 с.
- [20] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011, 238 с.
- [21] Keller J., Lutz A. Hydrogen Fueled Engines in Hybrid Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0546, pp. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0546>
- [22] Tang X., Kabat D.M., Natkin R.J. et al. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0242, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0242>
- [23] Каменев В., Фомин В., Хрипач Н. Водород — альтернативный энергоноситель для автотранспорта: проблемы и решения. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2004, № 1, с. 43–48.
- [24] Петров В.Ю. Легковой Автотранспорт будущего: электромобили, водородные или традиционные двигатели? *Автомобильная промышленность*, 2009, № 5, с. 7–11.
- [25] Канило П.М., Костенко К.В. Перспективы становления водородной энергетики и транспорта. *Автомобильный транспорт (Харьков)*, 2008, № 23, с. 107–113.
- [26] Коротеев А.С., Миронов В.В., Смоляров В.А. Перспективы использования водорода в транспортных средствах. *Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология*, 2004, № 1, с. 5–13.
- [27] Мельник Г.В. Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса СИМАС 2019). *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 35–53.
- [28] Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта. Москва, Изд-во ИНТЕКСТ, 2008, 144 с.
- [29] Григорович Д.Н. Применение водорода в качестве моторного топлива на железнодорожном транспорте. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2009, № 3, с. 68–72.
- [30] *Водородный поезд: реальность и перспективы*. URL: <http://transportinet.ru/vodorodnyj-poezd-realnost-i-perspektivy/> (дата обращения 14.09.2022).
- [31] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. Луганск, Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2006, 280 с.
- [32] Фурман В.В. Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 321 с.
- [33] Плахов С.В. Улучшение эксплуатационно-технических показателей дизелей путем совершенствования систем управления топливоподачей и регулирования частоты вращения. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021, 120 с.

- [34] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.4271/930072>
- [35] Schmidt D.P., Rutland C.J. A New Droplet Collision Algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. DOI: <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [36] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*. Los Alamos, Los Alamos National Laboratory, LA-11560-MS, 1989. DOI: <https://doi.org/10.2172/6228444>
- [37] Raju M., Wang M., Senecal P.K., Som S., Longman D.E. A Reduced Diesel Surrogate Mechanism for Compression Ignition Engine Applications. *ASME. International Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2012, pp. 711–722. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICEF2012-92045>
- [38] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43 (5), pp. 3004–3014. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [39] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [40] Hiroyasu H., Kadota T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/760129>
- [41] *Engine Combustion Network n.d.* URL: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed 29.05.2022).
- [42] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental Spray and Combustion Measurements of Soy Methyl-Ester Biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [43] Лю И., Кузнецов А.Г. Анализ рабочего процесса дизельного двигателя при отключении цилиндров. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 11, с. 9–18. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-9-18>
- [44] Liu Y., Kuznetsov A., Sa B. Simulation and Analysis of the Impact of Cylinder Deactivation on Fuel Saving and Emissions of a Medium-Speed High-Power Diesel Engine. *Applied Sciences*, 2021, vol. 11. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11167603>
- [45] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.
- [46] Lilik G.K., Zhang H., Herreros J.M., Haworth D.C., Boehman A.L. Hydrogen Assisted Diesel Combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2010, vol. 35, pp. 4382–4398. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.01.105>
- [47] Castro N., Toledo M., Amador G. An Experimental Investigation of the Performance and Emissions of a Hydrogen-Diesel Dual Fuel Compression Ignition Internal Combustion Engine. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 156, pp. 660–667. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.078>

References

- [1] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A. *Motornye topliva. Sovremennye aspekty bezopasnogo khraneniya i realizatsii v gorodakh-megapolisakh* [Motor Fuels. Modern Aspects of Safe Storage and Implementation in Metropolitan Cities]. Moscow, Bauman Press, 2011, 352 p. (In Russ.).
- [2] Popel' O.S., Fortov V.E. *Vozobnovlyаемая энергетика v sovremennom mire* [Renewable Energy in the Modern World]. Moscow, MPEI publ., 2015, 450 p. (In Russ.).
- [3] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, OOO NITs "Inzhener" publ., OOO "Oniko-M" publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [4] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20 (in Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of the Transport Sector in the Northern Dimension Countries. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2020, no. 5, pp. 25–43 (in Russ.).

- [7] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of the Transport Sector in the Northern Dimension Countries. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2020, no. 6, c. 31–47 (in Russ.).
- [8] Kozlov S.I., Fateev V.N. *Vodorodnaya energetika: sovremennoe sostoyanie, problemy, perspektivy* [Hydrogen Energy: Current State, Problems, Prospects]. Moscow, Gazprom VNIIGAZ publ., 2009, 520 p. (In Russ.).
- [9] Mitrova T., Mel'nikov Yu., Chugunov D., Glagoleva A. *Vodorodnaya ekonomika — put' k nizkouglerodnomu razvitiyu* [Hydrogen Economy — the Path to Low-carbon Development]. Available at: https://energy.skolkovo.ru/downloads/documents/SEneC/Research/SKOLKOVO_EneC_Hydrogen-economy_Rus.pdf (accessed 15.08.2022). (In Russ.).
- [10] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 2. Hydrogen Fuel. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 5, pp. 53–62 (in Russ.).
- [11] Yip H. L., Srna A., Yuen A.C.Y. et al. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2019, vol. 9 (22), 30 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9224842>
- [12] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E. The Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006, vol. 31 (10), pp. 1292–1305. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2005.12.001>
- [13] Szwaja S., Rogalinski K.G. Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. *International Journal Hydrogen Energy*, 2009, vol. 34 (10), pp. 4413–4421. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2009.03.020
- [14] Sluder C.S., Storey J.M.E., Lewis S.A., Wagner R.M. A Thermal Conductivity Approach for Measuring Hydrogen in Engine Exhaust. *SAE Technical Paper Series*, 2004, no. 2004-01-2908, pp. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-2908>
- [15] Assad M.S. Influence of Ignition Source Location on Hydrogen Combustion in Reciprocating Engine Cylinder. *Engines Construction*, 2007, no. 4, pp. 38–41 (in Russ.).
- [16] Shirk M.G., McGuire T.P., Neal G., Haworth D.C. Investigation of a Hydrogen-Assisted Combustion System for a Light-Duty Diesel Vehicle. *International Journal Hydrogen Energy*, 2008, vol. 33, iss. 23, pp. 7237–7244. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.07.128>
- [17] Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V. Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-2685, pp. 1–22. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-2685>
- [18] Chintala V.A., Subramanian K. A. Comprehensive Review on Utilization of Hydrogen in a Compression Ignition Engine under Dual Fuel Mode. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 70, pp. 472–491. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247>
- [19] Fomin V.M. *Vodorodnaya energetika avtomobil'nogo transporta* [Hydrogen Energy of Road Transport]. Moscow, RUDN publ., 2006, 333 p. (In Russ.).
- [20] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical Processes in Diesel Engines Converted to Natural Gas and Hydrogen]. Moscow, Bauman Press, 2011, 238 p. (In Russ.).
- [21] Keller J., Lutz A. Hydrogen Fueled Engines in Hybrid Vehicles. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0546, pp. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0546>
- [22] Tang X., Kabat D.M., Natkin R.J. et al. Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Development. *SAE Technical Paper Series*, 2002, no. 2002-01-0242, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0242>
- [23] Kamenev V., Fomin V., Khripach N. Hydrogen as an Alternative Energy Carrier for Vehicles: Problems and Solutions. *Avtogazozapravochnyy kompleks + al'ternativnoe toplivo*, 2004, no. 1, pp. 43–48 (in Russ.).
- [24] Petrov V.Yu. Light Passenger Vehicles of the Future: Electric, Hydrogen or Traditional Ones? *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2009, no. 5, pp. 7–11 (in Russ.).
- [25] Kanilo P.M., Kostenko K.V. Aspects of Formation of Hydrogen Power Engineering and Transport. *Avtomobil'nyy transport (Khar'kov)*, 2008, no. 23, pp. 107–113 (in Russ.).
- [26] Koroteev A.S., Mironov V.V., Smolyarov V.A. Perspectives in Hydrogen Use in Means of Transportation. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAE)*, 2004, no. 1, pp. 5–13 (in Russ.).
- [27] Mel'nik G.V. Hydrogen is a Promising Fuel for Reciprocating Internal Combustion Engines (Materials of the CIMAC 2019 Congress). *Engines Construction*, 2020, no. 2, pp. 35–53 (in Russ.).
- [28] Fofanov G.A., Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Al'ternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative Fuels for Railway Rolling Stock]. Moscow, INTEKST publ., 2008, 144 p. (In Russ.).
- [29] Grigorovich D.N. Application of Hydrogen as a Motor Fuel in Railway Transport. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2009, no. 3, pp. 68–72 (in Russ.).

- [30] *Vodorodnyy poezd: real'nost' i perspektivy* [Hydrogen train: reality and prospects]. Available at: <http://transportnet.ru/vodorodnyj-poezd-realnost-i-perspektivy/> (accessed 14.09.2022). (In Russ.).
- [31] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving the Operating Modes of Power Energy Systems of Diesel Locomotives]. Lugansk, VNU im. V. Dala publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [32] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel'-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoy upravleniya*. Dokt. Diss. [Improving the Operational and Technical Characteristics of Diesel Locomotive Generators by Creating and Improving Electronic Control Systems. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2017, 321 p. (In Russ.).
- [33] Plakhov S.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh pokazateley dizeley putem sovershenstvovaniya sistem upravleniya toplivopodachey i regulirovaniya chastoty vrashcheniya*. Kand. Diss. [Improvement of operational and technical indicators of diesel engines by improving fuel supply control systems and speed control. Cand. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2021, 120 p. (In Russ.).
- [34] Liu A.B., Mather D., Reitz R.D. Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays. *SAE Technical Paper Series*, 1993, no. 930072, pp. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.4271/930072>
- [35] Schmidt D.P., Rutland C.J. A New Droplet Collision Algorithm. *Journal of Computational Physics*, 2000, vol. 164, pp. 62–80. DOI: <https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>
- [36] Amsden A., O'Rourke P., Butler T. *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*. Los Alamos, Los Alamos National Laboratory, LA-11560-MS, 1989. DOI: <https://doi.org/10.2172/6228444>
- [37] Raju M., Wang M., Senecal P.K., Som S., Longman D.E. A Reduced Diesel Surrogate Mechanism for Compression Ignition Engine Applications. *ASME. International Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2012, pp. 711–722. DOI: <https://doi.org/10.1115/ICEF2012-92045>
- [38] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43 (5), pp. 3004–3014. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [39] Senecal P.K., Pomraning E., Richards K.J., Briggs T.E., Choi C.Y., McDavid R.M. et al. Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off length Using CFD and Parallel Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper Series*, 2003, no. 2003-01-1043, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-1043>
- [40] Hiroyasu H., Kadota T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1976, no. 760129, pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/760129>
- [41] *Engine Combustion Network n.d.* Available at: <https://ecn.sandia.gov/ecn-data-search/> (accessed 29.05.2022).
- [42] Nerva J.-G., Genzale C.L., Kook S., García-Oliver J.M., Pickett L.M. Fundamental Spray and Combustion Measurements of Soy Methyl-Ester Biodiesel. *International Journal of Engine Research*, 2012, vol. 14, pp. 373–390. DOI: <https://doi.org/10.1177/1468087412456688>
- [43] Lyu I., Kuznetsov A.G. Analysis of the Working Process of a Diesel Engine under Cylinder Deactivation. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 11, pp. 9–18 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-11-9-18>
- [44] Liu Y., Kuznetsov A., Sa B. Simulation and Analysis of the Impact of Cylinder Deactivation on Fuel Saving and Emissions of a Medium-Speed High-Power Diesel Engine. *Applied Sciences*, 2021, vol. 11. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11167603>
- [45] *Gamma Technologies*. GT-Suite Engine Performance Application Manual. 2016.
- [46] Lilik G.K., Zhang H., Herreros J.M., Haworth D.C., Boehman A.L. Hydrogen Assisted Diesel Combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2010, vol. 35, pp. 4382–4398. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.01.105>
- [47] Castro N., Toledo M., Amador G. An Experimental Investigation of the Performance and Emissions of a Hydrogen-Diesel Dual Fuel Compression Ignition Internal Combustion Engine. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 156, pp. 660–667. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.078>

Материалы получены редакцией 10.11.2022

Сведения об авторах

Са Бовэнь — кандидат технических наук, начальник отдела энергетических технологий компании ООО “CeraTurbo”, Пекин. E-mail: bowensa@yandex.ru

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

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

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

Information about the authors

Sa Bowen — Ph. D. (Eng.), Head of the Department of Energy Technologies, CeraTurbo Sci & Tech Co., Ltd, Beijing. E-mail: bowensa@yandex.ru

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

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

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Са Бовэнь, Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного дизельного топлива. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 65–81. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>

Citation:

Sa Bowen, Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Simulation of the Fuel Supply, Mixture Formation and Combustion Processes in a Dual-Fuel Hydrogen Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 65–81 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2022.4.82-89

Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур

И.Е. Агуреев¹, М.Ю. Елагин¹, Р.Н. Хмелев¹, Д.В. Павлов²¹ Тульский государственный университет² АО «АК «Туламашзавод»

Mathematical Simulation of the Small-sized Diesel Engine Pre-start Operation Exposed to Low Negative Temperatures

I.E. Agureev¹, M.Yu. Elagin¹, R.N. Khmelev¹, D.V. Pavlov²¹ Tula State University (TulGU)² Joint-Stock Company TULAMASHZAVOD

В настоящее время для создания необходимых условий хозяйственной деятельности в Арктике с учетом отраслевых планов импортозамещения актуальным является применение отечественных малоразмерных дизелей с воздушным охлаждением в составе дизель-генераторных установок, мини-тракторов, сварочных агрегатов и другой техники. Для рассматриваемых климатических условий с минимальными температурами ниже -60°C серьезная проблема заключается в обеспечении надежного пуска и работоспособности двигателя. В статье рассмотрены результаты математического моделирования предпускового режима работы дизеля в условиях низких температур окружающей среды (до -60°C). Разработана уточненная математическая модель дизеля, базирующаяся на законах сохранения энергии и массы, уравнениях движения твердых звеньев. На примере дизеля 1Ч 9,5/8,0 результаты моделирования сопоставлены с результатами натурных экспериментов, проведенных в климатической камере при температуре окружающей среды до -60°C , и подтверждена адекватность математической модели. Получены закономерности влияния температуры воздуха на впуске, компрессии и частоты вращения коленчатого вала дизеля на температуру рабочего тела в цилиндре в режиме прокрутки двигателя стартером. Сформулированы рекомендации по облегчению пуска дизеля.

Ключевые слова: малоразмерный дизель, воздушное охлаждение, низкие отрицательные температуры, предпусковой режим, пуск, конструктивные и эксплуатационные параметры, математическое моделирование, тепломеханика

At present, introduction of domestic small-sized air-cooled diesel engines as part of the diesel generator systems, mini-tractors, welding devices and other equipment is relevant in order to create necessary conditions for economic activity in the Arctic taking into account the industry plans for the import substitution. A serious problem lies in ensuring reliable start-up and engine performance in the considered climatic conditions with the minimum temperatures below -60°C . The article considers mathematical simulation results of the diesel engine pre-start operation under conditions of low ambient temperatures (down to -60°C). An improved mathematical model of the diesel engine was developed based on the laws of the energy and mass preservation and on the equations of the solid links motion. Using the example of the 1Ch 9.5/8.0 diesel engine, simulation results were compared with results of the full-scale experiments carried out in a climatic chamber at the ambient temperature of down to -60°C ; and adequacy of the mathematical model was confirmed. Patterns were obtained of the air temperature influence at the inlet, of the compression and the engine crankshaft speed on the temperature of the working fluid in the cylinder in the mode of engine cranking by the starter. Recommendations for facilitating the diesel engine start-up are formulated.

Keywords: small-sized diesel engine, air cooling, low negative temperatures, pre-start mode, start-up, design and operational parameters, mathematical simulation, thermal mechanics

В настоящее время актуальная задача освоения Арктики не может быть решена без использования многоцелевых дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), которые широко применяются в приводах электроагрегатов, буровых установок, компрессоров, коммунальной и строительной техники, тракторов, а также автономных агрегатов с круглосуточным режимом эксплуатации. Для рассматриваемых климатических условий с минимальными температурами ниже $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ серьезную проблему представляет обеспечение надежного пуска и работоспособности двигателя.

К основным причинами затрудненного пуска дизеля в арктических условиях относятся следующие [1–8]:

- низкая температура воздушного заряда;
- повышенное сопротивление проворачиванию коленчатого вала и перемещению других, кинематически связанных с ним деталей из-за увеличенной вязкости масла;
- ухудшение условий распыливания топлива;
- усиленная теплоотдача в стенки цилиндра;
- потеря части воздушного заряда.

Иногда сочетание этих факторов при низких отрицательных температурах вообще не обеспечивает самовоспламенения дизельного топлива, и пуск дизеля становится невозможным даже при использовании специальных средств облегчения пуска ДВС [9–17].

Также отметим, что в работах по данной тематике исследования предпускового режима и пуска дизелей ограничиваются температурой окружающей среды $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$, что затрудняет использование этих результатов для более низких отрицательных температур.

В этой связи актуальной задачей является исследование предпускового режима работы дизеля и последующего пуска в условиях низких отрицательных температур окружающей среды при использовании средств облегчения пуска.

Для решения данной задачи разработана уточненная математическая модель дизеля, базирующаяся на тепломеханике (термодинамике открытых систем) [18–20], которая отражает основные особенности двигателя как системы, преобразующей энергию во времени. Разработанная математическая модель является дальнейшим развитием научного направления «Динамическая теория ДВС» [18–20], истоки которого были заложены в трудах М.А. Мамон-

това и Б.М. Подчуфарова. Данное направление на протяжении последних 30 лет развивается на кафедре «Автомобили и автомобильное хозяйство» Тульского государственного университета и включает математическое [18–22] и программное обеспечение [23] для исследования и расчета ДВС различных типов на нестационарных режимах.

Математическая модель апробирована на примере малоразмерного одноцилиндрового дизеля 1Ч 9,5/8,0 и позволяет спрогнозировать уровень температуры рабочего тела в цилиндре на режиме прокрутки двигателя стартером при низкой отрицательной температуре окружающей среды с учетом изменения основных конструктивных и эксплуатационных параметров, таких как: температура воздуха на впуске, компрессия дизеля, пусковая частота и др.

Разработанная математическая модель учитывает изменение пускового момента и момента сопротивления в зависимости от температуры окружающей среды, утечки через зазоры в цилиндропоршневой группе (ЦПГ), изменение температуры внутренней поверхности цилиндра и включает семь дифференциальных уравнений:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = \frac{1}{W} [G_{n1} + G_{n2} + G_{n3} - G_{p1} - G_{p2} - G_{p3} - \rho f_{\pi} \omega a_2]; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\tau} = & \frac{1}{c_v \rho W} [G_{n1}(i_{n1} - u) + G_{n2}(i_{n2} - u) + \\ & + G_{n3}(i_k - u) - (G_{p1} + G_{p2} + G_{p3})(i - u) + \\ & + \dot{Q}_g + \dot{Q}_e - \dot{Q}_l - p f_{\pi} \omega a_2]; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{d\rho_k}{d\tau} = \frac{1}{W_k} [G_{p3} - G_{n3} + G_{n4} - G_{p4}]; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_k}{d\tau} = & \frac{1}{c_{vk} \rho_k W_k} [G_{p3}(i - u_k) + G_{n3}(i_k - u_k) + \\ & + G_{n4}(i_{n1} - u_k) - G_{p4}(i_k - u_k)]; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{1}{J} (M_d + M_n - M_c); \quad (5)$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \omega; \quad (6)$$

$$\frac{dT_{cm}}{d\tau} = \frac{1}{cm} (\dot{Q}_l - \dot{Q}_n). \quad (7)$$

В уравнениях (1) – (7) использованы следующие условные обозначения: τ — время; T , ρ — температура и плотность рабочего тела в цилиндре; T_k , ρ_k — температура и плотность рабочего тела в картере; c_v , c_{vk} — удельная изохорная теплоемкость рабочего тела в цилиндре и картере соответственно; W , W_k — текущий объем рабочего тела в цилиндре и картере; f_{Π} — площадь поршня; ω и φ — угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; $G_{\Pi 1}$, $G_{\Pi 2}$, $G_{\Pi 3}$, $G_{\Pi 4}$ — секундный массовый приход рабочего тела через впускной, выпускной клапаны, зазоры в ЦПГ и систему вентиляции картера соответственно; G_{p1} , G_{p2} , G_{p3} , G_{p4} — секундный массовый расход рабочего тела через впускной, выпускной клапаны, зазоры в ЦПГ и систему вентиляции картера соответственно; u , i — удельная внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела в цилиндре; u_k , i_k — удельная внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела в картере; $\dot{Q}_g$ — количество теплоты, выделяемое в единицу времени при горении рабочей смеси; $\dot{Q}_e$ — количество теплоты, выделяемое в единицу времени при включении свечи накалывания; $\dot{Q}_l$ — количество теплоты в единицу времени от рабочего тела в цилиндре к внутренней стенке двигателя; $\dot{Q}_n$ — количество теплоты в единицу времени от наружной стенки двигателя в окружающую среду; $T_{ст}$ — температура стенки; c , m — удельная теплоемкость и масса деталей, участвующих в процессе теплообмена; J — момент инерции; M_d — движущий момент; M_{Π} — пусковой момент; M_c — момент сопротивления.

Уравнения (1) – (7) дополнялись уравнением состояния идеального газа, а также известными зависимостями [18] для определения G_{Π} , G_p , u , i , $\dot{Q}_g$, $\dot{Q}_l$.

Движущий момент в уравнении (5) для рассматриваемого одноцилиндрового дизеля определяется следующим образом:

$$M_d = a_4 \left[(p - p_0) f_{\Pi} - a_3 m_{\Pi} \omega^2 - a_2 m_{\Pi} \frac{d\omega}{dt} \right],$$

где p — давление рабочего тела в цилиндре; p_0 — давление рабочего тела под поршнем; m_{Π} — приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение;

$$a_2 = r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$$

$$a_3 = r_k (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi);$$

$$a_4 = r_k \sin \varphi \left[1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)} \right]; \quad \lambda = \frac{r_k}{l_{ш}},$$

r_k — радиус кривошипа; $l_{ш}$ — длина шатуна.

Для определения момента сопротивления M_c двигателя на режиме его прокрутки стартером использовалась эмпирическая зависимость [18]:

$$M_c = 0,875 V_h \left(0,11 + 0,022 \frac{n}{100} \right) \gamma^{0,39},$$

где n — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; V_h — рабочий объем двигателя; γ — кинематическая вязкость жидкости, сСт. Значения кинематической вязкости γ жидкости определяли экспериментальным путем.

Для расчета пускового момента M_{Π} использовали технические характеристики стартера.

Количество теплоты в единицу времени от наружной стенки в окружающую среду определяли по уравнению

$$\dot{Q}_n = \alpha_n f_n (T_{ст} - T_0),$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи от наружной стенки в окружающую среду; f_n — эквивалентная наружная площадь стенки; T_0 — температура окружающей среды.

Утечки через зазоры в ЦПГ определяли следующим образом [18]:

$$G = \mu f \psi \sqrt{p_{вх} \rho_{вх}},$$

где μ — безразмерный коэффициент расхода при течении среды; f — площадь сечения, через которое осуществляется течение; $p_{вх}$, $\rho_{вх}$ — давление и плотность газа в полости из которой происходит истечение соответственно; ψ — функция, зависящая от режима истечения. В данном случае эффективную площадь проходного сечения μf рассчитывали в миллиметрах квадратных по эмпирической формуле [24]

$$\mu f = (0,046 + 0,034 i) D - (3,319 + 2,394 i),$$

где i — степень износа поршневых колец: 0 — для новых, 1 — для предельно изношенных; D — диаметр цилиндра. При $i = 0$ $\mu f = 1,051$ мм², при $i = 1$ $\mu f = 1,887$ мм² [24].

Рассматриваемую математическую модель использовали для исследования функциониро-

вания дизеля 1Ч 9,5/8,0 на предпусковом режиме (режиме прокрутки двигателя стартером).

Результаты расчета предпускового режима работы дизеля 1Ч 9,5/8,0 при температуре окружающей среды $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ в сравнении экспериментальными данными, полученными в климатической камере КТВВ 8000 приведены на рис. 1, 2 [21].

Расхождения в определении средних значений температур и пусковой частоты, а также в определении изменения мгновенной угловой скорости коленчатого вала по математической модели не превышают 6,5 % по сравнению с экспериментальными данными.

С помощью математической модели были установлены закономерности влияния температуры впускного воздуха, пусковой частоты и площади утечек в ЦПГ на температуру в цилиндре. Результаты проведенных исследований представлены на рис. 3–5.

Сочетание рассматриваемых факторов существенно влияет на надежность пуска дизеля при низкой отрицательной температуре окружающей среды с точки зрения достижения требуемой температуры в конце такта сжатия и ее превышения температуры самовоспламенения топлива, которая составляет $300\ldots 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ [16]. В частности, при температуре окружающей среды $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ минимальная температура впускного воздуха, обеспечивающая пуск дизеля 1Ч 9,5/8,0, составляет $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, что подтверждается экспериментальными данными, приведенными в работе [25].

Полученные закономерности влияния температуры воздуха на впуске, компрессии и частоты вращения коленчатого вала дизеля на температуру рабочего тела в цилиндре в режиме прокрутки двигателя стартером можно использовать для анализа соответствия температуры в цилиндре температуре самовоспламенения топливовоздушной смеси.

Таким образом, предложенное математическое и программное обеспечение позволяет разработать стратегию пуска ДВС рассматриваемых типов при низких отрицательных температурах окружающей среды.

ω , рад/с

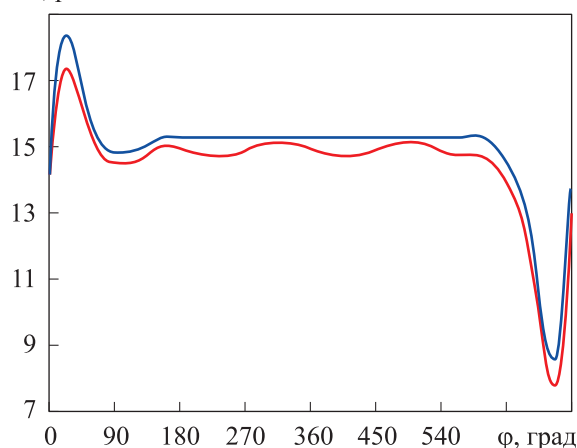


Рис. 1. Изменение угловой скорости коленчатого вала дизеля в режиме прокрутки двигателя стартером при температуре окружающей среды $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$:

— расчет; — эксперимент

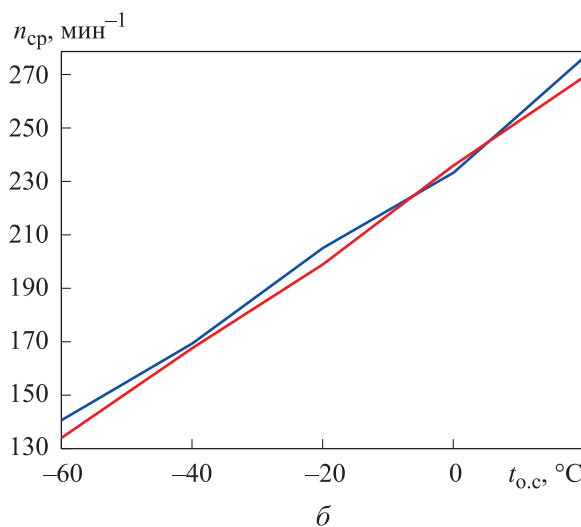
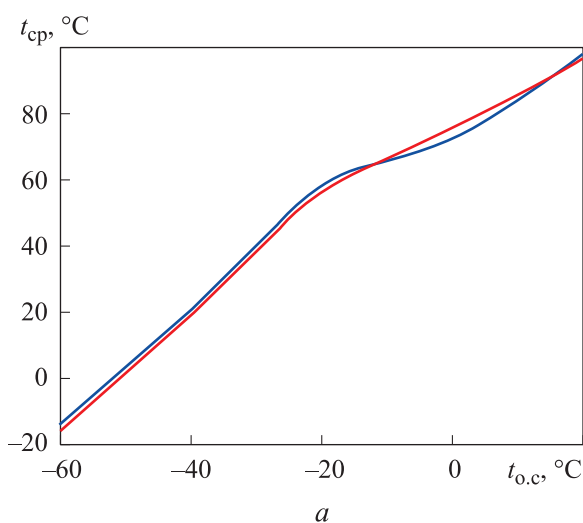


Рис. 2. Изменение средней температуры (а) в цилиндре и частоты вращения (б) коленчатого вала дизеля от температуры окружающей среды:

— расчет; — эксперимент

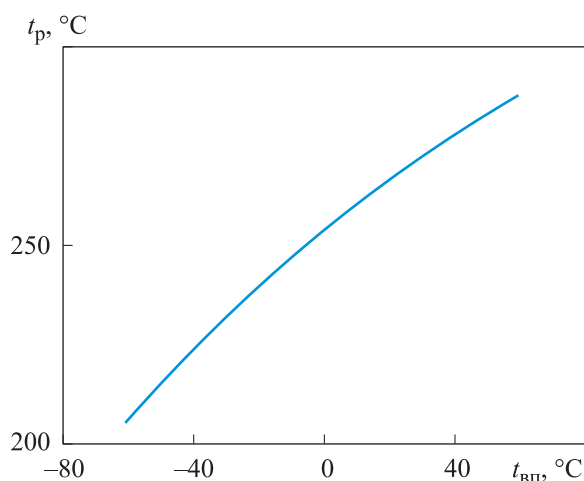


Рис. 3. Изменение максимальной температуры в цилиндре дизеля в зависимости от температуры воздуха на впуске

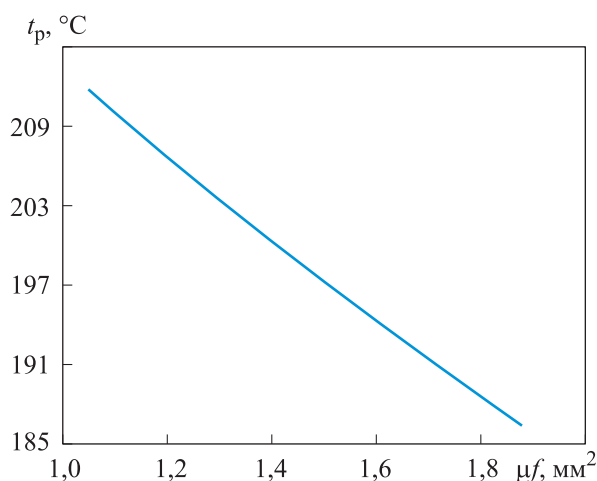


Рис. 4. Изменение средней температуры в цилиндре дизеля в зависимости от эквивалентной площади утечек в ЦПГ

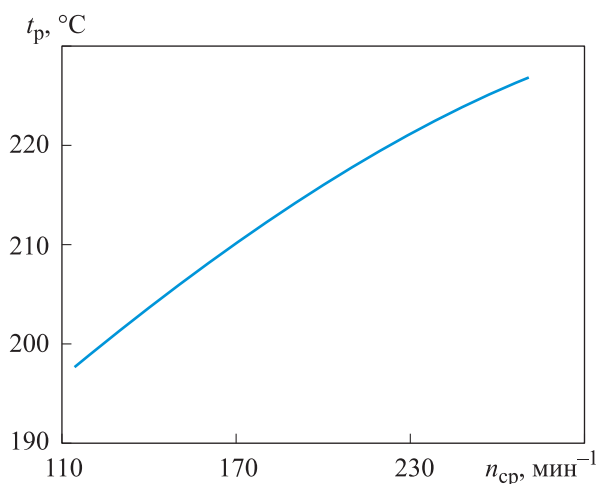


Рис. 5. Изменение максимальной температуры в цилиндре дизеля в зависимости от средней пусковой частоты

Литература

- [1] Павлов Д.В., Хмелев Р.Н. Особенности эксплуатации малоразмерных дизельных двигателей в условиях Арктики. *Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования*, 2016, т. 3, № 3 (6), с. 241–247.
- [2] Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Холодный пуск двигателя. Результаты исследования процессов подачи и распыливания топлива. *Автомобильная промышленность*, 2010, № 9, с. 9–11.
- [3] Новопашин Л.А., Денежко Л.В., Кочетков П.В., Садов А.А. *Исследование пусковых свойств автотракторных дизелей при отрицательных температурах*. Екатеринбург, УрГАУ, 2018, 204 с.
- [4] Харитонов В.В. *Повышение эффективности пуска автотракторного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2005, 19 с.
- [5] Волков В.С., Хрипченко М.С., Буряк А.А. О проблеме затрудненного запуска дизельных двигателей при пониженной температуре окружающего воздуха. *Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования. Междунар. науч.-практ. конф.: сб. науч. тр.* Воронеж, ВГЛУ им. Г.Ф. Морозова, 2014, т. 1, с. 187–190.
- [6] Козлов А.А. К вопросу о повышении эффективности пуска дизеля. *Вестник СиБАДИ*, 2018, т. 15, № 5, с. 650–659.

- [7] Бондарь В.Н., Малозёмов А.А., Кукис В.С. Математическая модель и программное обеспечение для имитационного моделирования дизеля на режимах предпусковой подготовки и пуска. *Наукоград наука производство общество*, 2017, № 2(12), с. 54–62.
- [8] Бондарь В.Н. Математическая модель рабочего процесса дизельного двигателя на режимах пуска. *Вестник СибАДИ*, 2016, вып. 1 (47), с. 81–86.
- [9] Боровиков В.Ф. Расчетная оценка возможности пуска тракторного дизеля и эффективность облегчения пуска подогревом впускного воздуха. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, РУДН, 1993, 21 с.
- [10] Шишков В.В. Улучшение показателей рабочего цикла дизеля при пуске подогревом впускного заряда. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, ЮУрГУ, 2000, 20 с.
- [11] Новопашин Л.А., Денешко Л.В., Кочетков П.В. Комплексный разогрев дизельного двигателя. *Аграрный вестник Урала*, 2015, № 7, с. 48–50.
- [12] Park J.K. Simulation of starting process of diesel engine under cold condition. *International Journal of Automotive Technology*, 2007, vol. 8, no. 3, pp. 289–298.
- [13] Карташевич А.Н., Кухаренок Г.М., Гордеев А.В., Разинкевич Д.С. Улучшение пусковых качеств автотракторных дизелей в зимний период эксплуатации. Минск, Изд-во ООО «Красико-Принт», 2005, 180 с.
- [14] Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. Москва, Машиностроение, 1990, 256 с.
- [15] Мараховский В.П. Низкотемпературный пуск форсированных дизельных двигателей. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2004, № 2, с. 135–137.
- [16] Бабичев А.А., Смолин А.А. Мероприятия по улучшению пуска поршневого двигателя при низких температурах. *Архитектура. Строительство. Транспорт. Технологии. Инновации. Матер. междунар. конгресса*. Омск, СибАДИ, 2013, с. 26–29.
- [17] Тышкевич Л.Н., Журавский Б.В. Повышение эффективности эксплуатации транспортных машин в условиях низких отрицательных температур. *Вестник СибАДИ*, 2016, № 3, с. 36–41.
- [18] Елагин М.Ю. Термодинамика открытых систем. Тула, Изд-во ТулГУ, 2013, 400 с.
- [19] Малиованов М.В., Хмелев Р.Н. Иерархическая система моделей ДВС. *Двигатель – 2007. Междунар. конф., посвященная 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана: сб. тр.* 2007, с. 113–118.
- [20] Agureev I.E., Elagin M.Y., Khmelev R.N., Platonov K.Y., Pyshnyi V.A. Using experience of the dynamic models of piston internal combustion engines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 786 (1), art. no. 012080. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/786/1/012080>
- [21] Елагин М.Ю., Павлов Д.В., Хмелев Р.Н. Разработка и апробация математической модели предпускового режима работы дизеля при низких температурах окружающей среды. *Известия МГТУ МАМИ*, 2020, № 2, с. 78–84. DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-44-2-78-84>
- [22] Павлов Д.В., Платонов К.Ю., Хмелев Р.Н. Математическое моделирование процесса функционирования одноцилиндрового дизеля с воздушного охлаждения с учетом расхода картерных газов. *Известия МГТУ МАМИ*, 2020, № 3, с. 75–82. DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-45-3-75-82>
- [23] Платонов К. Ю., Павлов Д. В., Хмелев Р.Н. Динамическая модель быстроходного дизеля с воздушным охлаждением. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020661037, 2020.
- [24] Мотыченков Л.А. Математическая модель для расчета утечек через поршневые кольца. *Молодой ученый*, 2016, № 9, с. 217–224.
- [25] Павлов Д.В. Пуск дизельного двигателя 1С 9,5/8,0 путем принудительной подачи предварительно разогретого воздушного заряда. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 53–59. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-53-59>

References

- [1] Pavlov D.V., Khmelev R.N. Features of Operation of the Low-Sized Diesel Engine in Arctic Conditions. *Alternativnye istochniki energii v transportno-tekhnologicheskoy kompleks: problemy i perspektivy ratsional'nogo ispol'zovaniya*, 2016, vol. 3, no. 3 (6), pp. 241–247 (in Russ.).
- [2] Kamaltdinov V.G., Markov V.A. Research of the Processes of Fuel Injection and Spraying in a Diesel Engine in Starting Modes. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2010, no. 9, pp. 9–11 (in Russ.).
- [3] Novopashin L.A., Denezhko L.V., Kochetkov P.V., Sadov A.A. *Issledovanie puskovykh svoystv avtotraktornykh dizeley pri otritsatel'nykh temperaturakh* [Research of Starting Properties of Autotractor Diesels at Negative Temperatures]. Yekaterinburg, UrGAU publ., 2018, 204 p. (In Russ.).

- [4] Kharitonov V.V. *Povyshenie effektivnosti puska avtotraktornogo dizelya v usloviyakh nizkikh temperatur okruzhayushchego vozdukha*. Avtoref. Kand. Diss. [Improving the Efficiency of Starting an Autotractor Diesel Engine at Low Ambient Temperatures. Abs. Cand. Diss.]. Moscow, 2005, 19 p. (In Russ.).
- [5] Volkov V.S., Khripchenko M.S., Buryak A.A. O probleme zatrudnennogo zapuska dizel'nykh dvigateley pri ponizhennoy temperature okruzhayushchego vozdukha [On the Problem of Difficult Starting Diesel Engines at Low Ambient Temperatures]. *Alternativnye istochniki energii na avtomobil'nom transporte: problemy i perspektivy ratsional'nogo ispol'zovaniya. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. nauch. tr.* [Alternative Energy Sources in Road Transport: Problems and Prospects for Rational Use. International Scientific and Practical Conference: Collection of Scientific Papers]. Voronezh, VSLU n. a. G.F. Morozova, 2014, vol. 1, pp. 187–190 (in Russ.).
- [6] Kozlov A.A. Increasing Efficiency of the Diesel Engine Starting. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2018, vol. 15, no. 5, pp. 650–659 (in Russ.).
- [7] Bondar' V.N., Malozemov A.A., Kukis V.S. Mathematical Model and Software for Imitation Modeling of Diesel Engine Pre-Heating and Starting. *Naukograd nauka proizvodstvo obshchestvo*, 2017, no. 2(12), pp. 54–62 (in Russ.).
- [8] Bondar' V.N. Mathematical Model of Working Process of Diesel Engine the Modes of Start-up. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*, 2016, iss. 1 (47), pp. 81–86 (in Russ.).
- [9] Borovikov V.F. *Raschetnaya otsenka vozmozhnosti puska traktornogo dizelya i effektivnost' olegcheniya puska podogrevom vpusknogo vozdukha*. Avtoref. Kand. Diss. [Estimated Assessment of the Possibility of Starting a Tractor Diesel Engine and the Efficiency of Starting Facilitation by Heating the Intake Air. Abs. Cand. Diss.]. Sankt-Petersburg, RUDN publ., 1993, 21 p. (In Russ.).
- [10] Shishkov V.V. *Uluchshenie pokazateley rabocheho tsikla dizelya pri puske podogrevom vpusknogo zaryada*. Avtoref. Kand. Diss. [Improving the Performance of the Diesel Engine Operating Cycle at Start-Up by Heating the Intake Charge. Abs. Cand. Diss.]. Chelyabinsk, YuUrGU publ., 2000, 20 p. (In Russ.).
- [11] Novopashin L.A., Deneshko L.V., Kochetkov P.V. Extensive Heating of the Diesel Engine. *Agrarian Bulletin of the Urals*, 2015, no. 7, pp. 48–50 (in Russ.).
- [12] Park J.K. Simulation of Starting Process of Diesel Engine under Cold Condition. *International Journal of Automotive Technology*, 2007, vol. 8, no. 3, pp. 289–298.
- [13] Kartashevich A.N., Kukharenek G.M., Gordeenko A.V., Razinkevich D.S. *Uluchshenie puskovykh kachestv avtotraktornykh dizeley v zimniy period ekspluatatsii* [Improving the Starting Qualities of Autotractor Diesel Engines in the Winter Period of Operation]. Minsk, "Krasiko-Print" publ., 2005, 180 p. (In Russ.).
- [14] Kvayt S.M., Mendelevich Ya.A., Chizhkov Yu.P. *Puskovye kachestva i sistemy puska avtotraktornykh dvigateley* [Starting Qualities and Starting Systems for Automotive Engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1990, 256 p. (In Russ.).
- [15] Marakhovskiy V.P. Low-Temperature Start-up of Forced Diesel Engines. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2004, no. 2, pp. 135–137 (in Russ.).
- [16] Babichev A.A., Smolin A.A. Meropriyatiya po uluchsheniyu puska porshneвого dvigatelya pri nizkikh temperaturakh [Measures to Improve the Start of a Piston Engine at Low Temperatures]. *Arkhitektura. Stroitel'stvo. Transport. Tekhnologii. Innovatsii. Mater. mezhdunar. kongressa* [Architecture. Construction. Transport. Technology. Innovation. Materials of the International Congress]. Omsk, SibADI publ., 2013, pp. 26–29 (in Russ.).
- [17] Tyshkevich L.N., Zhuravskiy B.V. Increase of Efficiency of Operation of Transport Vehicles in the Conditions of Low Negative Temperatures. *Vestnik SibADI*, 2016, no. 3, pp. 36–41 (in Russ.).
- [18] Elagin M.Yu. *Termodinamika otkrytykh sistem* [Thermodynamics of Open Systems]. Tula, TulGU publ., 2013, 400 p. (In Russ.).
- [19] Maliovanov M.V., Khmelev R.N. Ierarkhicheskaya sistema modeley DVS [Hierarchical System of ICE Models]. *Dvigatel' – 2007. Mezhdunar. konf., posvyashchennaya 100-letiyu shkoly dvigatelestroeniya MGTU im. N.E. Bauman: sb. tr.* [Engine – 2007. International Conference Dedicated to the 100th Anniversary of the Engine Building School of BMSTU: Collection of Works]. 2007, pp. 113–118 (in Russ.).
- [20] Agureev I.E., Elagin M.Y., Khmelev R.N., Platonov K.Y., Pyshnyi V.A. Using experience of the dynamic models of piston internal combustion engines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 786 (1), art. no. 012080. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/786/1/012080>
- [21] Elagin M.Yu., Pavlov D.V., Khmelev R.N. Development and Testing of a Mathematical Model of the Engine Pre-Start Operation at Low Ambient Temperatures. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2020, no. 2, pp. 78–84 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-44-2-78-84>

- [22] Pavlov D.V., Platonov K.Yu., Khmelev R.N. Mathematical Modeling of the Functioning Process of a Single-Cylinder Air-Cooled Diesel Engine Taking into Account the Consumption of Crankcase Gases. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2020, no. 3, pp. 75–82 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2020-45-3-75-82>
- [23] Platonov K. Yu., Pavlov D. V., Khmelev R.N. *Dinamicheskaya model' bystrokhodnogo dizelya s vozdushnym okhlazhdeniem* [Dynamic Model of a High-Speed Air-Cooled Diesel Engine]. Certificate of State Registration of the Computer Program no. 2020661037, 2020. (In Russ.)
- [24] Motychenkov L.A. Mathematical Model for Calculating Leakage through Piston Rings. *Molodoy uchenyy*, 2016, no. 9, pp. 217–224 (in Russ.).
- [25] Pavlov D.V. Starting the Diesel Engine 1H9.5/8.0 by Forced Preheated Air Charge Supply. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 53–59 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-3-53-59>

Материалы получены редакцией 04.08.2022

Сведения об авторах

Агуреев Игорь Евгеньевич — доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство» Тульского государственного университета.

E-mail: agureev-igor@yandex.ru

Елагин Михаил Юрьевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Тульского государственного университета.

E-mail: elaginmy@rambler.ru

Хмелев Роман Николаевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» Тульского государственного университета. E-mail: aiah@yandex.ru

Павлов Денис Викторович — ведущий инженер-конструктор АК «Туламашзавод».

E-mail: pa.denis81@mail.ru

Information about the authors

Agureev Igor Evgenievich — Dr. Sci (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Automobile and Automobile Industry, Tula State University. E-mail: agureev-igor@yandex.ru

Elagin Mikhail Yurievich — Dr. Sci (Eng.), Professor, Professor of the Department of Automobile and Automobile Industry, Tula State University. E-mail: elaginmy@rambler.ru

Khmelev Roman Nikolaevich — Dr. Sci (Eng.), Associate Professor, Professor of the Department of Automobile and Automobile Industry, Tula State University. E-mail: aiah@yandex.ru

Pavlov Denis Viktorovich — Leading Design Engineer, Engines DD, Joint-Stock Company TULAMASHZAVOD. E-mail: pa.denis81@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н., Павлов Д.В. Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 82–89. DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.82-89>

Citation:

Agureev I.E., Elagin M.Yu., Khmelev R.N., Pavlov D.V. Mathematical Simulation of the Small-sized Diesel Engine Pre-start Operation Exposed to Low Negative Temperatures. *Engines Construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 82–89 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.82-89>

**Указатель публикаций в журнале
(№ 1–4, 2022 г.)****Общие проблемы двигателестроения**

Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С.

Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках 1, 3

Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А., Савастенко Э.А.

Проблемы электрификации автомобильного транспорта России 1, 21

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 2, 4

Сайданов В.О.

Воздухонезависимые энергетические установки для специальных объектов военной инфраструктуры и перспективы их развития 4, 3

Скворцов А.А., Фомин В.М., Алиев С.А.

К проблеме топливно-энергетического сбережения на транспорте 4, 19

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей

Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Трофименко Ю.В.

Применение интегрированного расчетно-экспериментального комплекса для разработки и доводки рабочих процессов дизеля с аккумуляторной топливной системой 1, 32

Яковенко А.Л., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Тер-Мкртчян Г.Г., Предеин А.А.

Исследование структурного шума дизеля с использованием современных технологий 1, 45

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

Доводка рабочего процесса авиационного поршневого двигателя с применением фрактальной модели сгорания 2, 29

Грехов Л.В., Барченко Ф.Б., Казачков Я.Ю., Драган Ю.Е., Чжао Ц.

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

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

Профилирование юбки составного поршня двигателя внутреннего сгорания 3, 15

Гришин Ю.А., Семенчукова В.С.

Использование нестационарных газодинамических функций для численного моделирования волновых процессов в поршневом двигателе 4, 28

Химченко А.В., Мищенко Н.И., Быков В.В.

Определение расхода топлива автомобильного двигателя в ездовых циклах аналитическими методами 4, 40

Пассар А.В., Цыганкова Л.П.

Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых двигателей 4, 50

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей

Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В.

Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии 1, 55

Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Фершалов Ю.Я.

Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале 2, 39

Системы и агрегаты двигателей

Плотников Л.В., Шестаков Д.С., Пономарев Д.А. Доводка системы турбонаддува дизеля 12СН 18,5/21,5 в соответствии с отраслевым назначением 1, 67

Зенкин В.А.

Многокритериальная оптимизация газообмена одноцилиндрового дизеля с помощью промежуточной нейросетевой модели 3, 32

Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А.

Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува 1, 76

Хрящев Ю.Е., Бойков Д.В., Перепелин А.П.

К вопросу о формировании внешней скоростной характеристики многотопливных дизелей 2, 53

Проблемы экологии

Ерохов В.И., Надарейшвили Г.Г., Блинов А.С.

Анализ эффективности работы восстановителя оксидов азота отработавших газов транспортных двигателей **3**, 48

Лиханов В.А., Россохин А.В.

Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей **3**, 64

Альтернативные топлива

Лиханов В.А., Лопатин О.П.

Исследование показателей рабочего процесса быстроходного малоразмерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле **2**, 61

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

Талловое масло как сырье для производства биодизельного топлива **2**, 72

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

Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя **3**, 70

Са Бовэнь, Гордин В.М., Марков В.А., Карнец Ф.С., Плахов С.В.

Моделирование процессов топливоподачи, смешения и сгорания тепловозного дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного дизельного топлива **4**, 65

Эксплуатация и ремонт двигателей

Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н., Павлов Д.В.

Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур **4**, 82

История развития конструкций (проектов), предприятий, науки о двигателях

Новиков Л.А., Чайнов Н.Д., Марков В.А.

Журнал «Двигателестроение»: более 40 лет на передовом рубеже двигателестроительной науки **3**, 97

Требования к оформлению статей

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

2. Общий объем рукописи статьи (текст + иллюстрации) должен содержать от 4 до 20 страниц листа формата A4.

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

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

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

6. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе MS Word. Текст должен быть набран через полтора интервала 14 кеглем, шрифт Times New Roman с полями шириной 2,5 см. Абзацные отступы должны быть одинаковыми по всему тексту — 1,25 см. Кавычки (« »); скобки ([], ()); тире — длинное (—) в тексте; короткое (-) в цифровом сочетании (1-5, 1996-1998 и т. д.). Нумерация страниц обязательна. В рукописи статьи необходимо сделать ссылки на таблицы, рисунки и литературные источники, приведенные в материалах. Переносы использовать автоматические (категорически запрещается использовать переносы по требованию).

7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисуночными подписями.

8. Формулы набирают в редакторе MathType, Microsoft Equation. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.

9. В рукописях статей следует применять Систему международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения приводят на русском языке).

10. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.

11. Редакция сообщает автору о получении материалов статьи. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения. Редакция оставляет за собой право не вступать в переписку с авторами, которые не выполнили основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.

12. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.

13. Плата за публикацию статей не взимается.