

## ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В.А. Марков

markov58@bmstu.ru

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

---

### Аннотация

Рассмотрены проблемы и перспективы дальнейшего совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. Показано, что большая часть таких установок оснащается поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Отмечено, что наибольшая эффективность установок достигается при их оснащении системами автоматического управления и регулирования. Эти системы обеспечивают многорежимность теплоэнергетических установок транспортного назначения, их адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации, требуемое качество процесса регулирования. Показана роль систем управления и регулирования при совершенствовании мощностных и динамических показателей двигателей, показателей их топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Указано, что экологические показатели двигателей становятся приоритетными. Основными экологическими показателями являются выбросы нормируемых токсичных компонентов отработавших газов двигателей — оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов и твердых частиц. Актуальной задачей является сокращение выбросов в атмосферу углекислого газа и перехода к углеродно-нейтральной энергетике. Отмечена эффективность использования различных альтернативных топлив при достижении требуемых значений показателей токсичности отработавших газов. В качестве наиболее перспективных альтернативных топлив рассмотрены природный газ, водород и биотоплива

### Ключевые слова

Теплоэнергетическая установка, двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, бензиновый двигатель, электропривод, система автоматического управления, система автоматического регулирования, альтернативные топлива

Поступила 05.06.2023

Принята 20.06.2023

© Автор(ы), 2024

---

*Работа подготовлена по материалам докладов ВНТК имени профессора В.И. Крутова (01.02.2023)*

**Введение.** Теплоэнергетические установки различных типов широко используются в ряде отраслей отечественной экономики [1, 2]. Непременным условием эффективной работы таких установок является их оснащение современными системами автоматического регулирования (САР) и системами автоматического управления (САУ) [3–5], которые обеспечивают многорежимность теплоэнергетических установок транспортного назначения, их адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации, необходимое качество процесса регулирования [6–8]. Обеспечение современных жестких требований к показателям топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) установок также невозможно без применения в них САР и САУ [9–11].

В транспортном секторе экономики России наиболее распространенным типом теплоэнергетических установок остаются установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В настоящее время на их долю приходится почти 80 % всей энергии, вырабатываемой теплоэнергетическими установками. Эта энергия соизмерима с энергией, вырабатываемой всеми электрическими станциями. Несмотря на расширение использования электрических транспортных средств, подавляющая часть автомобилей и автобусов оснащается бензиновыми и дизельными ДВС. Так, в 2021 г. в России число электромобилей составляло ~ 12 тыс. единиц или 0,03 % общего числа легковых автомобилей, а к началу 2023 г. число электромобилей достигло 20,7 тыс. единиц, что составляет лишь 0,05 % всего парка легковых автомобилей [12, 13]. Такие невысокие темпы оснащения автомобилей электроприводом обусловлены высокой стоимостью этих транспортных средств, недостаточно развитой инфраструктурой электрозаправочных станций, длительностью заправки аккумуляторных батарей, ограниченным пробегом транспортного средства на одной зарядке, сложностями в техническом обслуживании электромобилей и с утилизацией аккумуляторных батарей [14, 15]. Тракторы, комбайны и другие сельскохозяйственные машины также оснащены почти исключительно силовыми установками с ДВС (преимущественно дизельными двигателями) [16, 17]. Основным типом судовых энергетических установок остаются установки с дизельными двигателями [18, 19]. Доля электрифицированных участков российских железных дорог составляет ~ 50 % общей протяженности. На неэлектрифицированных участках широко используют магистральные и маневровые тепловозы с дизельными двигателями [20, 21], последние используют и на электрифицированных участках, где преобладают локомотивы с электроприводом. Поршневые ДВС нашли применение в авиации — они устанавливаются

на объектах малой авиации, вертолетах, беспилотных летательных аппаратах и др. [22, 23]. Многие объекты специальной техники также имеют привод от поршневых ДВС.

Преимуществом теплоэнергетических установок с поршневыми двигателями является их сравнительно высокая топливная экономичность. В частности, эффективный КПД мощных дизельных двигателей с газотурбинным наддувом уже достиг 54...55 %, и имеются предпосылки к его дальнейшему увеличению [24]. Например, КПД когенерационных установок с системами утилизации отводимой от ДВС теплоты может достигать 80...85 %. Другими преимуществами энергетических установок с поршневыми ДВС являются их приемлемые мощностные и массогабаритные показатели, простота обслуживания в процессе эксплуатации, способность работать на различных видах топлива, включая альтернативные [25–27].

**Методы исследования теплоэнергетических установок с САР и САУ.** Приведенные далее аналитические, расчетные и экспериментальные исследования теплоэнергетических установок и их систем выполнены с использованием хорошо апробированных подходов, методов и методик, а также с помощью современного математического аппарата термодинамики, теплофизики, гидро- и газодинамики, теории автоматического регулирования и управления. Моделирование процессов, протекающих в поршневых ДВС и их системах, выполнено с привлечением современных программных комплексов (ПК). При решении дифференциальных уравнений, описывающих эти процессы, применялись современные численные методы. Оптимизационные расчеты выполнены по известным методикам оптимизации. При проведении экспериментальных исследований использованы методы планирования эксперимента и обработки массивов полученных экспериментальных данных. Сами исследования двигателей и их отдельных систем проведены как на безмоторных установках, так и на одноцилиндровых и полноразмерных двигателях. Полученные экспериментальные данные сопоставлялись с результатами экспериментов, проведенных другими авторами, а также использовались для оценки достоверности данных аналитических и расчетных исследований.

**Основное содержание выполненных исследований.** Во вступительном слове председательствующий профессор Марков В.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана) отметил важность проблемы улучшения экологичности теплоэнергетических показателей теплоэнергетических установок. Кроме традиционных требований к снижению выбросов основных токсичных компонентов ОГ ДВС (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов,

твердых частиц, основным компонентом которых являются сажа или углерод), в настоящее время к этим установкам предъявляются требования по снижению эмиссии углекислого газа (диоксида углерода). Уменьшение выброса этого основного парникового газа позволит перейти к углеродно нейтральной энергетике. Отмечены возможности использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив для решения задач такого «зеленого перехода» мировой и российской энергетики.

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Петров Е.П. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, АО «МЕТТЕМ-М») рассмотрели проблемы перевода дизельных двигателей на газовое топливо — компримированный природный газ, такое газомоторное топливо уже применяется в установках различного назначения. Исследована возможность его использования в дизеле типа Д-49 (8 ЧН 26/26) тепловозного назначения производства АО «Коломенский завод», применяемого в качестве первичного двигателя для газовой электростанции. При конвертировании исходного двигателя на природный газ возникает ряд характерных проблем: неравномерность подачи газа по цилиндрам, нестабильность воспламенения газозвоздушной смеси, жесткое сгорание смеси, необходимость изменения фаз газораспределения относительно исходных настроек. Для решения указанных проблем использованы поршни с камерой сгорания (КС) чашеобразной формы, обеспечивающие пониженную степень сжатия. При разработке системы управления двигателем предложены оригинальные технические решения. Эта система включала САР давления надувочного воздуха во впускном ресивере. Реализована система подачи газа во впускной трубопровод с общей заслонкой и индивидуальными быстродействующими дозирующими устройствами в мини-сборках по три дозатора, установленными вблизи впускных клапанов двигателя. Использована электронная система зажигания сдвоенными импульсами и увеличенной энергией искробразования. При испытаниях проведена доводка макетного образца перспективной системы управления с постепенным расширением ее функций и возможностей.

Душкин П.В., Савастенко А.А., Ховренко С.С., Кремнёв В.В., Медин Ф.А. (МАДИ, НАМИ) представили метод повышения эффективности настройки пропорционально-интегрального (ПИ) регулятора на примере задачи управления давлением топлива в аккумуляторной топливной аппаратуре (ТА) дизеля. Приведены результаты разработки электронного блока управления такой аккумуляторной топливной системой. Данный блок — это элемент экспериментального комплекса, включающего в себя

топливный стенд для подачи топлива в КС под давлением более 300 МПа и одноцилиндровый дизель с автономной системой наддува. Предложены два метода настройки ПИ-регулятора. Первый — автоматизированный перебор пропорционального и интегрального коэффициентов для формирования эмпирической зависимости критерия качества регулирования от данных коэффициентов. Недостаток такого подхода заключается в значительных временных затратах и опасности потери устойчивости объекта управления в процессе испытаний. Вторым методом (метод Нелдера — Мида) позволяет существенно быстрее найти оптимальные значения необходимых коэффициентов, однако для успешной реализации такого подхода надо верно выбрать начальные значения коэффициентов. Оба метода реализуются средствами самой САУ и могут применяться как для настройки ПИ-регулятора, так и для его адаптации в процессе эксплуатации.

Третьяков А.А., Хрящёв Ю.Е. (ЯГТУ, г. Ярославль) разработали методику автоматизированной оценки качества системы управления топливоподачей дизельных двигателей в производстве. При настройках электронных систем управления (ЭСУ) топливоподачей необходимо учитывать, что регулируемый параметр не должен отклоняться от заданного равновесного состояния на величину, большую определенного допустимого значения. В связи с этим качество настройки ЭСУ во многом определяется качеством изготовления ТА, которая является элементом исполнительного механизма ЭСУ дизельного двигателя. Имеющиеся методики регулировки и настройки ТА не адаптированы к процедуре настройки ЭСУ. Рассмотрены методика автоматизированной оценки качества изготовления и сборки ТА по динамическим критериям и программно-аппаратный комплекс, на котором методика реализована в условиях действующего производства. Приведена возможность непосредственного программирования электронного блока управления, настройки и обкатки топливных насосов (ТН) высокого давления (ТНВД), разработан алгоритм анализа переходных процессов САР и САУ.

Шатров М.Г., Яковенко А.Л., Казаков С.С. (МАДИ) представили методику исследования влияния конструкции корпусных деталей ДВС на его шум. Приведены методика оценки изменения вибраций наружных поверхностей и структурного шума двигателя при варьировании конструкции его корпусных деталей с помощью ПК AVL EXCITE и некоторые результаты применения этого ПК для исследования структурного шума ДВС. В качестве примера практического применения указанной методики выполнено моделирование вибраций и шума дизельного двигателя типа 4 ЧН 11/12,5

для двух вариантов конструкции масляного поддона на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ). Показано, что при замене штатной конструкции масляного поддона новой излучаемая звуковая мощность перераспределилась между деталями ДВС. Наибольшие изменения произошли для блока-картера и клапанной крышки. Вклад масляного поддона в общую излучаемую звуковую мощность на номинальном режиме работы уменьшился приблизительно на 3 %. Таким образом, изменение конструкции масляного поддона исследуемого двигателя привело к перераспределению излучаемой звуковой мощности по спектру в зону высоких частот, а ее общий уровень увеличился на 2 дБА.

Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Яковенко А.Л., Стряпунин А.С. (МАДИ) исследовали структурный шум ДВС, работающего на неустановившихся режимах. Проанализированы особенности моделирования работы ДВС в составе транспортного средства с использованием ПК AVL CRUISE M. Исследован структурный шум двигателя на неустановившихся режимах переходного процесса разгона транспортного средства. На этих режимах указанный ПК применялся для формирования массива индикаторных диаграмм в различные моменты времени процесса разгона. На следующем этапе исследований с использованием полученных индикаторных диаграмм и ПК «Виброакустика ДВС МАДИ» выполнен расчет спектров звуковой мощности двигателя и построена зависимость общего уровня мощности от частоты вращения коленчатого вала. Приведены модель дизельного двигателя типа 4 ЧН 11/12,5 в составе грузового автомобиля, разработанная в ПК AVL CRUISE M, а также результаты расчета структурного шума этого двигателя на отрезках испытательного ездового цикла, соответствующих разгонам транспортного средства с разной интенсивностью. Показано отличие в изменении общего уровня звуковой мощности для исследуемых вариантов разгона.

Дунин А.Ю., Голубков Л.Н., Ахметжанова Э.У., Николаев С.Е., Фатиев Е.И., Филиппова Е.М. (МАДИ) провели исследование процесса впрыскивания топлива при высоких давлениях в топливном аккумуляторе. Выполнен анализ влияния высокого давления впрыскивания на рабочий процесс дизельного двигателя. Разработана методика определения дифференциальной характеристики впрыскивания, основанная на анализе текущих значений скорости изменения избыточного давления в регистрирующей камере и скорости снижения давления вследствие оттока топлива через жиклер. Показано, что при повышении установочного давления от 50 до 250 МПа в топливном аккумуляторе увеличивается крутизна переднего фронта дифференциальной характеристики впрыскивания с переносом

максимального значения скорости подачи топлива ближе к началу впрыскивания. Проведено моделирование рабочего процесса дизельного двигателя типа 1 ЧН 12/13 при впрыскивании топлива в КС с давлением 150 и 300 МПа на различных скоростных и нагрузочных режимах его работы. Рассмотрено влияние на рабочий процесс давления наддува и отношения диаметра КС к ее глубине при неизменной степени сжатия. С повышением давления впрыскивания топлива и давления наддува процесс тепловыделения начинается раньше, и большее количество топлива сгорает в объеме КС, а не на ее стенках. При этом наилучшее значение отношения диаметра КС к ее глубине смещается в сторону больших значений этого отношения.

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Неверов В.А., Шлёнов М.И., Савастенко Э.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ) провели сравнительный анализ переходных процессов поршневых двигателей с различной формой ВСХ. Для ряда зарубежных дизелей транспортного назначения приведены зависимости показателей дизельных двигателей таких, как крутящий момент, расход топлива, коэффициент избытка воздуха, выбросы токсичных компонентов ОГ от частоты вращения. Отмечено, что динамические качества автомобильного двигателя в значительной степени определяются формой ВСХ. Рассмотрены возможности изменения формы ВСХ двигателя путем корректирования топливоподачи на этих режимах. Описан метод улучшения мощностных и динамических показателей путем перевода четырехтактного бензинового двигателя на работу по двухтактному циклу на режимах с низкими частотами вращения. Проведен анализ результатов расчетных исследований переходных процессов двигателей с различной формой ВСХ. С использованием разработанной математической модели выполнено моделирование переходного процесса разгона дизельного двигателя типа КамАЗ-740 (8 ЧН 12/12) в диапазоне частот вращения двигателя 800...2200 мин<sup>-1</sup> (при увеличении скоростного режима в 2,75 раза) при корректировании топливоподачи. Показано, что увеличение подачи топлива двигателя на режиме максимального крутящего момента примерно в 1,5 раза (рост коэффициента приспособляемости по крутящему моменту от 1,05 до 1,50) сокращает время разгона двигателя с 8,2 до 5,4 с (на 34 %). Фирмой Ricardo проведено моделирование разгона автомобиля с бензиновым двигателем типа 2/4 Sight с его переводом на двухтактный цикл при скоростных режимах, меньших скоростного режима максимального крутящего момента. Показано, что при разгоне транспортного средства от 80 до 120 км/ч (при увеличении скорости автомобиля в 1,5 раза) время разгона сокращается с 8,1 до 6,7 с (на 17 %) по сравнению с автомобилем со штатной комплектацией.

Марков В.А., Зыков С.А., Слепцов О.Н., Остроухов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, РГАУ–МСХА им. К.А. Тимирязева) разработали динамические модели каналов регулирования автотракторных дизельных двигателей. Объектом исследования являлся дизельный двигатель типа ДБН (6 ЧН 15/18). Приведена обобщенная динамическая модель указанного дизельного двигателя как объекта многосвязного автоматического регулирования его параметров. Эта модель включает в себя модели собственно двигателя (его поршневой части), турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов, всережимного регулятора частоты вращения коленчатого вала, регулятора угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ), регулятора теплового состояния двигателя (температуры его охлаждающей жидкости). Проведена идентификация передаточных функций элементов дизельного двигателя. На основе математического моделирования неустановившихся режимов работы исследуемого двигателя с использованием ПК SiminTech проведена параметрическая оптимизация констант, входящих в передаточные функции указанных каналов регулирования двигателя.

Марков В.А., Зыков С.А., Слепцов О.Н. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, РГАУ–МСХА им. К.А. Тимирязева) оценили влияние барометрического давления на эксплуатационные характеристики двигателя автомобиля BMW (Германия). Выполнено исследование восьмицилиндрового V-образного бензинового двигателя типа M62 (8 Ч 8,4/7,89) со степенью сжатия, равной 10, мощностью 175 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5800 мин<sup>-1</sup>. Барометрическое давление измеряли барометром типа М-110 с погрешностью  $\pm 1,5$  мм рт. ст., расход топлива определяли бортовым компьютером автомобиля с погрешностью  $\pm 0,5$  %. В городском цикле движения автомобиля при барометрическом давлении 0,0952 МПа (714 мм рт. ст.) средний расход топлива составлял 21,44 л на 100 км, а удельный эффективный расход топлива — 316 г/(кВт · ч). При эксплуатации автомобиля на магистралях при таком же барометрическом давлении средний расход топлива равен 7,5 л на 100 км. За период испытаний, длившийся ~ 150 дней, атмосферное давление изменялось в диапазоне 714...760 мм рт. ст. Выявлена зависимость мощности двигателя и расхода топлива от атмосферного давления. Максимальные различия в удельном эффективном расходе топлива составили 6 г/(кВт · ч) или ~ 2 %.

Ерохов В.И. (Московский Политех) проанализировал теплофизические процессы в газовом двигателе, работающем на сжиженном природном газе (СПГ). Отмечено, что СПГ представляет собой один из наиболее эффективных видов моторного топлива для наземных транспортных средств. Приведена классификация систем топливоподачи СПГ и их ис-



парителей-газификаторов. Разработаны системы питания двигателей на СПГ с различными испарителями. Выполнен комплекс расчетно-аналитических и экспериментальных исследований теплофизических процессов, происходящих в системах питания двигателей СПГ. Уточнены модели теплофизических процессов, происходящих в испарителях-газификаторах этих систем. Разработанные модели позволяют на стадии проектирования оптимизировать технические решения по элементам систем подачи и питания. Проведены теплотехнические расчеты указанных испарителей для однотопливного восьмицилиндрового V-образного двигателя типа КамАЗ-820.60-260 (8 ЧН 13/12) с турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха и принудительным воспламенением рабочей смеси при работе на СПГ. В этом двигателе, устанавливаемом на автомобиле КамАЗ-65115, применена система распределенной подачи газа во впускную систему с использованием электромагнитных дозаторов ПАО «КамАЗ». Приведенная ВСХ указанного двигателя свидетельствует о том, что на режиме максимальной мощности (192 кВт при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$ ) удельный эффективный расход топлива составил  $\sim 230 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ . Выполнена оценка экологического и социально-технологического эффекта от применения СПГ в качестве моторного топлива.

Дойнов А.В. (ОАБИИ ВА МТО, г. Омск) провел анализ расчетных методик определения среднего давления механических потерь в дизельных двигателях с отключаемыми цилиндрами. Неработающие цилиндры отключаются путем прекращения подачи топлива. Проведен анализ существующих методик, позволяющих оценить влияние изменения числа работающих цилиндров на основные показатели таких двигателей. Приведена методика для определения среднего индикаторного давления в неактивном цилиндре для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров. Эта методика содержит зависимости для определения значений средних давлений сжатия и расширения в неактивном цилиндре. С использованием этих значений и разностной схемы определяются значения давления в цилиндре от момента открытия выпускного клапана и до нижней мертвой точки. Новизна предлагаемой методики состоит в том, что в предшествующих работах при определении параметров рабочего процесса неактивного цилиндра не учитывалось среднее индикаторное давление в нем. Предложенная методика позволяет корректнее рассчитать механические потери для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров.

Проговоров А.П. (ОАБИИ ВА МТО, г. Омск) рассмотрел возможности кратковременного форсирования дизельного двигателя путем применения компримированного природного газа. Объектом исследования являлся

дизельный двигатель типа В-2 (12 ЧН 15/18). В исследуемом двигателе реализован газодизельный цикл с воспламенением метана от запальной дозы дизельного топлива (ДТ). Отмечено, что существующие методы и математические модели газодизельного рабочего цикла не в полной мере учитывают особенности работы двигателей специального назначения. Отмечены возможность раннего (до начала горения запального ДТ) самовоспламенения метана из-за высоких значений температуры сжатия, необходимость сохранения мощности двигателя в дизельном цикле на исходном уровне и нежелательность внесения существенных изменений в конструкцию двигателя, а также преобладающая над долговечностью значимость обеспечения необходимых показателей подвижности объектов спецтехники. Предложено техническое решение для реализации кратковременного повышения мощности исследуемого двигателя. Приведены результаты сравнительного анализа процессов воспламенения рабочей смеси в дизельном и газодизельном циклах. Выполнено моделирование химической кинетики процессов воспламенения и горения топлива в цилиндре. Представлены расчетные зависимости относительной индикаторной мощности двигателя от начальной концентрации метана в КС и момента начала подачи запального нефтяного ДТ — его УОВТ. При этом начальная концентрация метана в КС изменялась в диапазоне 0,004...0,016 кг газа на килограмм рабочей смеси.

Фомин В.М., Апельинский Д.В. (Московский Политех) представили способ преобразования энергетических характеристик альтернативного топлива со стадией предварительной термохимической конверсии (ТХР) топлива с использованием теплоты ОГ. На второй стадии процесса сгорания газобразные продукты ТХР сжигаются. В качестве альтернативного топлива рекомендуется использовать метиловый спирт — метанол. Продуктом конверсии метанола является синтез-газ (смесь водорода и монооксида углерода). Если теплота сгорания метанола равна 19 670 кДж/кг, то теплота сгорания полученного синтез-газа составляет 23 870 кДж/кг. Таким образом, при сгорании одного килограмма синтез-газа, полученного из такой же массы жидкого метанола, высвобождается дополнительная тепловая энергия, накопленная в процессе конверсии спиртового топлива, равная 4200 кДж/кг. Следовательно, 21,4 % располагаемой энергии ОГ, используемой для организации конверсии метанола, возвращается в рабочий цикл двигателя. Опытная апробация предложенного способа проведена по двум теплосиловым циклам — циклу со смешанным подводом теплоты (дизельный двигатель) и циклу Отто (двигатель с искровым зажиганием). В первом варианте использовался дизель типа 4Ч 10,5/12, в выпускной системе кото-

рого установлен реактор для ТХР метанола. Полученный синтез-газ поступал во впускную систему дизеля, смешивался с воздушным зарядом, а рабочая смесь воспламенялась от запальной дозы дизельного топлива. В ходе испытаний двигателя отмечено повышение его эффективного КПД в пределах 4,5...8,5 %. Наряду с энергосберегающим эффектом отмечено улучшение экологических показателей двигателя: содержание сажи в ОГ снизилось примерно в 2 раза, выбросы оксидов азота уменьшились на 16 %. При апробации второго варианта исследуемого способа использовался двигатель типа 4 Ч 82/71 автомобиля ВАЗ-2112, работающий на газообразных продуктах ТХР метанола. На номинальном режиме работы этого двигателя отмечено повышение на 15 % эффективного КПД и существенное улучшение его экологических качеств по сравнению с бензиновым аналогом.

Балакин А.Ю., Муратов А.В., Зиновьев С.С. (СамГУПС, г. Самара) представили результаты экспериментальных исследований влияния альтернативных видов топлив на работу дизельного двигателя. Выявлено, что в ближайшей перспективе наиболее вероятным моторным топливом для транспорта будет природный газ, а в более дальней перспективе прогнозируется более широкое использование биотоплив, произведенных из возобновляемых сырьевых ресурсов. Среди биотоплив можно выделить этиловый спирт (этанол), имеющий невысокую стоимость и хорошие экологические качества. Объектом исследований являлся дизель типа Д-242 (4 Ч 11/12,5), работавший на альтернативных топливах. Рассмотрено два варианта использования альтернативных топлив. В первом — подача во впускную систему двигателя природного газа, во втором — подача этанола на впуске. В обоих случаях воспламенение низкоцетановых топлив в цилиндрах двигателя осуществлялось от запальной дозы нефтяного ДТ. При этом доля запальной дозы ДТ в общей подаче топлива составляла 10 % с учетом различной теплотворной способности исследуемых топлив. Экспериментальные исследования показали, что при переходе от нефтяного ДТ на природный газ достигнуто снижение в 6 раз дымности ОГ. Перевод двигателя с нефтяного ДТ на этанол сопровождался снижением дымности ОГ в 4 раза и выбросов оксидов азота в 2 раза.

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шлёнов М.И. (СамГУПС, г. Самара, МГТУ им. Н.Э. Баумана) рассмотрели особенности использования этанола в качестве топлива для дизельных двигателей. Для надежного воспламенения этанола в КС дизельного двигателя целесообразно использовать его смеси или эмульсии с нефтяным ДТ. При этом необходимо обеспечить требуемые мощностные показатели двигателя, надежную работу его ТА, высокую эффективность процесса сгорания смесевых

топлив с добавками этанола. Выполнены расчетные оценки термодинамического состояния продуктов сгорания смесей ДТ и этанола, а также расчеты теплового состояния элементов форсунок. Показано, что при прочих равных условиях при подаче этанола в цилиндры мощность двигателя несколько повышается из-за увеличения содержания паров воды в продуктах сгорания. Приведены методика и расчет прогрева топлива в пограничном слое канала распылителя форсунки за цикл впрыска в дизеле типа Д-240 (4 Ч 11/12). Со снижением запальной дозы ДТ уменьшается прокачка топлива через форсунку и в проточной части распылителя повышается температура топлива. Этот процесс приводит к образованию смолистых отложений в распылителе и к заклиниванию иглы форсунки. Даны рекомендации по организации процесса подачи этанола в цилиндры двигателя.

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, ООО «ППП Дизельавтоматика», г. Саратов) провели расчетное исследование влияния запальной дозы ДТ на рабочий процесс тепловозного газодизельного двигателя. В качестве перспективного альтернативного топлива рассмотрен природный газ. С использованием ПК «ДИЗЕЛЬ-РК» исследовано влияние запальной дозы ДТ на рабочий процесс тепловозного газодизельного двигателя типа Д50 (6 ЧН 31,8/33). При расчетах использована трехзонная модель сгорания, в которой объем цилиндра разбит на три характерные зоны: зону запальной струи ДТ, основную и зону активации. Рассчитаны дизельный и газодизельный циклы с запальной дозой ДТ, равной 5, 10, 15 и 20 %. Различия в значениях эффективного КПД двигателя при изменениях запальной дозы ДТ не превышали 2,7 %. При переводе дизеля на газодизельный цикл существенно уменьшилась дымность ОГ (до 90 %), снизились удельные массовые выбросы с ОГ оксидов азота (до 18 %) и углекислого газа (до 23 %). Отмечена целесообразность изменения запальной дозы ДТ газодизельного двигателя с изменением скоростного и нагрузочного режимов работы.

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана) провели расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. Показана целесообразность использования водорода в качестве моторного топлива для ДВС. Отмечено, что надежное воспламенение водорода в КС двигателя достигается при реализации двухтопливного цикла. При этом водород воспламеняется от запального ДТ. С использованием ПК «ДИЗЕЛЬ-РК» проведены расчетные исследования влияния подачи ДТ и водорода на рабочий процесс двухтопливного двигателя типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5). Рассчитаны основные

показатели двигателя при изменении подачи водорода от 0 до 80 % (с учетом разности теплоты сгорания этих топлив). Показано, что концентрация в ОГ оксидов азота определяется максимальной температурой сгорания топлива, а дымность ОГ зависит от массового содержания атомов углерода в молекулах топлива. Проведенный корреляционный анализ подтвердил наличие тесной взаимосвязи между указанными параметрами. Предложен критерий, характеризующий суммарную токсичность ОГ двигателя. Оптимальная подача водорода в КС составила 40 %. При такой подаче водорода отмечено снижение дымности ОГ на 53 %, выброса углекислого газа на 44 %, но эмиссия оксидов азота увеличилась на 27 %. При увеличении подачи водорода от 0 до 40 % эффективный КПД дизеля вырос на 7,1 %.

Са Бовэнь, Гордин М.В., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, ООО «ППП Дизельавтоматика», г. Саратов, CeraTurbo, Пекин) представили результаты моделирования рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на водороде с запальной дозой нефтяного ДТ. Отмечено, что использование водорода в ДВС 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 ДТ. Проанализированы особенности такой организации рабочего процесса двигателей, работающих на водороде. С использованием ПК Converge CFD проведены расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизеля типа Д-49 (16 ЧН 26/26) в указанном газодизельном цикле. Количество подаваемого в КС водорода изменялось от 0 до 60 %. Отмечено, что переход от однотопливного цикла (работа на ДТ) на двухтопливный (газодизельный) цикл оказывает значительное влияние на характеристики протекания процесса сгорания. Показано, что для режима работы дизеля с частотой вращения коленчатого вала  $450 \text{ мин}^{-1}$  и мощностью 1050 кВт оптимальной является подача водорода количеством 20 % общей подачи жидкого и газообразного топлива с учетом разной теплотворной способности этих топлив.

Марков В.А., Девянин С.Н., Слепцов О.Н., Болдырев А.В., Крымов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, РГАУ–МСХА им. К.А. Тимирязева) проанализировали низкотемпературные свойства смесевых моторных биотоплив. При этом определены свойства пяти смесей нефтяного ДТ марки Л (летнее) с рапсовым маслом (РМ), объемное содержание которого в смеси составляло 5, 10, 15, 20 и 25 %, и пяти смесей нефтяного ДТ марки А (арктическое)

с таким же содержанием РМ. Среди низкотемпературных свойств указанных смесей выделены температура помутнения, характеризующая начало выделения парафинов из топлива, и предельная температура фильтрации — самая высокая температура, при которой данный объем топлива не протекает через стандартизованную фильтрующую установку в течение определенного времени в стандартизованных условиях. Приведена установка для определения указанных низкотемпературных свойств исследуемых топлив. Показано, что при переходе от нефтяного ДТ марки Л к его смеси с содержанием РМ, равным 10 % (об.), температура помутнения повышается на 0,4 °С, а предельная температура фильтрации повышается на 4 °С.

Марков В.А., Девянин С.Н., Са Бовэнь, Нормуродов А.А., Зенкин А.Н. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, РГАУ–МСХА им. К.А. Тимирязева, CeraTurbo, Пекин) провели анализ показателей токсичности ОГ дизельного двигателя, работающего на многокомпонентных смесевых биотопливах с добавками РМ. Рассмотрена возможность использования таких смесевых биотоплив в качестве топлива для дизелей. Среди многокомпонентных смесевых биотоплив с добавками РМ есть смеси нефтяного ДТ с РМ и эмульгированные биотоплива (смеси с добавками воды). Проведены анализ физико-химических свойств таких топлив, а также испытания дизеля типа Д-245 (4 ЧН 11/12,5), работающего на таких топливах. Показана возможность улучшения показателей токсичности ОГ при использовании рассматриваемых топлив. Выполнена оценка эффективности использования смесевых биотоплив с добавками РМ в качестве моторного топлива для дизелей. Показано, что наличие воды в многокомпонентном эмульгированном биотопливе оказывает более существенное влияние на эмиссию оксидов азота и дымность ОГ, чем наличие в нем РМ. Проведена оценка токсикологических свойств смесевых и эмульгированных биотоплив с добавками РМ для исследуемого дизеля. При этом использован обобщенный критерий токсикологической значимости токсичных компонентов в виде суммы относительных значений дымности ОГ и концентрации в них оксидов азота на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента. Наилучшие результаты получены при использовании в дизеле эмульсии, содержащей 57 % ДТ, 30 % РМ и 13 % воды.

Камалудинов В.Г., Марков В.А., Попов А.Е., Лысов И.О., Фурзиков В.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЮУрГУ, г. Челябинск) провели расчетную оценку необходимых параметров газопоршневого двигателя для получения необходимой цилиндровой мощности. С использованием ПК AVL Boost исследован газовый вариант V-образного дизельного двигателя типа 12ДМ-185

(12 ЧН 18,5/21,5) производства ООО «УДМЗ» (г. Екатеринбург). Исходный двигатель конвертирован на природный газ при реализации внешнего смесеобразования и искрового зажигания. Варьируемым параметром являлась геометрическая степень сжатия, которая изменялась в диапазоне от 11 до 13 единиц с одновременным изменением количества рециркулируемых ОГ для ограничения максимальной температуры сгорания на уровне не более 2000...2100 К при увеличении степени сжатия. Диапазон изменения количества рециркулируемых ОГ соответствовал росту коэффициента остаточных газов от 0,08 до 0,3. В результате такого варьирования указанными параметрами удельный эффективный расход топлива снизился на 1,7 % (до 168,5 г/(кВт · ч)), а эффективный КПД двигателя увеличился до 0,428. Максимальное давление сгорания увеличилось до 21,5 МПа, а максимальные температура сгорания и скорость тепловыделения уменьшились на 54 К (до 1925 К) и на 22,6 % (до 1721 Дж/град п.к.в.). С учетом ограничивающих факторов для получения цилиндровой мощности на уровне 185 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1800 мин<sup>-1</sup> рекомендована геометрическая степень сжатия, равная 12 единицам. Получены следующие параметры цикла: максимальные давление и температура сгорания составили 19,7 МПа и 1938 К, максимальная скорость тепловыделения — 1837 Дж/град п.к.в. Установлено, что с увеличением степени рециркуляции ОГ до значения, соответствующего коэффициенту остаточных газов и равного 0,3, можно эффективно ограничить максимальную температуру сгорания на уровне не более 2000 К, т. е. минимизировать содержание оксидов азота в ОГ.

Камалтдинов В.Г., Марков В.А., Попов А.Е., Мацулевич М.А., Генделека Б.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЮУрГУ, г. Челябинск, ООО «УДМЗ», г. Екатеринбург) определили оптимальный состав топливно-воздушной смеси для газопоршневого двигателя с учетом ограничивающих факторов. Рассмотрен газовый вариант дизельного двигателя типа 12ДМ-185, упомянутый в предыдущем исследовании. При конвертации двигателя на природный газ степень сжатия снижена до 12 и исследовано влияние коэффициента избытка воздуха на показатели двигателя на режиме максимальной мощности, равной 185 кВт, при номинальной частоте вращения коленчатого вала 1800 мин<sup>-1</sup>. При расчетных исследованиях с помощью ПК AVL Boost установлено, что с увеличением коэффициента избытка воздуха от 1,5 до 2,5 эффективный КПД увеличился на ~ 3,5 %. При этом максимальное давление сгорания возросло на 26,6 % (до 24,1 МПа), максимальная скорость нарастания давления увеличилась на 3 % (до 0,784 МПа/град п.к.в.), а максимальная температура газов снизилась с 2539 до 2022 К. При таком увеличении коэффициента избытка воздуха отмечено заметное снижение выбросов с ОГ

оксидов азота и монооксида углерода до 0,39 и 0,042 г/(кВт · ч). Одновременно выбросы несгоревших углеводородов увеличились до 0,17 г/(кВт · ч). С учетом ограничивающих факторов по детонации, максимальному давлению сгорания, максимальной температуре цикла и токсичности ОГ предложено принять коэффициент избытка воздуха, равным 2. Такое значение коэффициента обеспечивает следующие параметры рабочего цикла: максимальное давление сгорания 21,5 МПа, максимальную температуру цикла 2200 К, скорость нарастания давления 0,773 МПа/град п.к.в., что близко к границе детонационного сгорания.

Камалтдинов В.Г., Лысов И.О., Фурзиков В.В., Яруллин Р.Р. (ЮУрГУ, г. Челябинск, ООО «УДМЗ», г. Екатеринбург) провели анализ влияния цикловой подачи топлива на показатели рабочего цикла дизельного двигателя. Объект исследования — дизель типа ЧН 18,5/21,5. При расчетных исследованиях этого двигателя с помощью ПК AVL Boost установлено, что на скоростных режимах с частотами вращения коленчатого вала 1800 и 1900 мин<sup>-1</sup> параметры наддува и угол начала подачи топлива были постоянными. Это позволило поддерживать неизменной начальную стадию сгорания топлива для последующего экспериментального подтверждения применяемых в расчете моделей смесеобразования и сгорания. Установлено, что с увеличением цикловой подачи топлива и, следовательно, нагрузки от 500 до 1200 Н · м на исследованных режимах численное значение коэффициента избытка воздуха уменьшилось в 2,3 раза (до 1,91), а среднее индикаторное давление увеличивалось в 2 раза (до 3 МПа). Указанное увеличение среднего индикаторного давления сопровождалось соответствующим ростом максимальной скорости тепловыделения на 12 % (до 1000 Дж/град п.к.в.) и продолжительности основной фазы тепловыделения в 1,8–2 раза (до 40 град п.к.в.). В результате отмечен рост удельного индикаторного расхода топлива на 20 г/(кВт · ч) (до 174 г/(кВт · ч)) и снижение индикаторного КПД в 1,13 раза (до 0,49). С ростом нагрузки максимальное давление сгорания увеличилось незначительно — в 1,04 раза (до 21,9 МПа), а максимальная температура сгорания увеличилась в 1,28 раза (до 1800 К).

Камалтдинов В.Г., Лысов И.О., Попов А.Е. (ЮУрГУ, г. Челябинск, ООО «УДМЗ», г. Екатеринбург) оценили потери теплоты через цилиндропоршневую группу дизельного двигателя на различных нагрузочных режимах. Приведены результаты расчетно-теоретического исследования тепловых потоков через поршень, гильзу цилиндра и головку цилиндра дизеля типа ЧН 18,5/21,5 при частотах вращения коленчатого вала 1800 и 1900 мин<sup>-1</sup>. Установлено, что характер изменения теплового потока в поршень подобен кривой изменения давления в цилиндре. В зависимо-



сти от нагрузки максимальное значение теплового потока в поршень достигало  $3,5...4 \text{ Вт/м}^2$  при положениях поршня, соответствующих  $10...20$  град п.к.в. после верхней мертвой точки (ВМТ). На исследованных скоростных режимах в зависимости от нагрузки (изменялась от  $500$  до  $1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) максимальное значение теплового потока в гильзу цилиндра изменялось от  $2$  до  $2,85 \text{ МВт/м}^2$ . Основной тепловой поток в гильзу передавался в диапазоне углов п. к. в. от  $370$  до  $400...420$  град (когда поршень перемещался от ВМТ на расстояние от  $20$  до  $31...64$  мм). При увеличении нагрузки от  $500$  до  $1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$  теплоотдача в головку цилиндра и поршень увеличилась в  $1,54$  раза на обоих скоростных режимах. С указанным ростом нагрузки теплоотдача в головку цилиндра увеличилась от  $542$  до  $836 \text{ Дж/цикл}$  при частоте вращения  $1800 \text{ мин}^{-1}$  и от  $537$  до  $826 \text{ Дж/цикл}$  при частоте вращения  $1900 \text{ мин}^{-1}$ . Несколько меньше теплоты отводилось в поршень: на первом скоростном режиме —  $465...716 \text{ Дж/цикл}$ , на втором —  $460...708 \text{ Дж/цикл}$ . Теплоотдача в гильзу цилиндра в большей степени зависела от нагрузки: на первом скоростном режиме она повышалась от  $223$  до  $812 \text{ Дж/цикл}$  (в  $3,64$  раза), а на втором — от  $227$  до  $803 \text{ Дж/цикл}$  (в  $3,54$  раза).

Фролов М.Ю., Шкарин К.В., Шаталова И.И., Лапин М.В. (РУДН) рассмотрели пути повышения эффективности газопоршневого двигателя компрессорной станции. На газоперекачивающих станциях (ГПС) для привода нагнетателей газа наряду с газотурбинными установками, применяются установки с ДВС. Они используются на истощенных месторождениях природного газа, на станциях для перекачки попутного нефтяного газа. Особенностью этих ГПС является нестабильность давления и расхода перекачиваемого газа. Такие ГПС могут размещаться в отдаленных местах, не имеющих централизованного энергообеспечения близлежащих населенных пунктов. Рассмотрен вариант утилизации теплоты, отводимой от ДВС. Для обеспечения поселка электрической энергией теплота ОГ ДВС идет на генерацию пара, который срабатывается в паровой турбине (ПТ) парогазовой установки, приводящей электрический генератор. Для снабжения населенного пункта тепловой энергией (отопление и горячее водоснабжение) возможно применение ТН, использующего в качестве низкопотенциального источника теплоты (НПИТ) охлаждающую воду конденсатора ПТ. Проведена расчетная оценка предлагаемого варианта утилизации ОГ ДВС. Основные исходные данные по ДВС: мощность  $4300 \text{ кВт}$ , КПД  $0,37$ , температура ОГ  $540 \text{ }^\circ\text{C}$ . Данные по другим элементам энергетической установки: температура на выходе из котла утилизатора  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ , мощность паровой турбины

1250 кВт; тепловой насос компрессионного типа (вода/вода), рабочий хладагент R-600a, температура воды на входе в испаритель ТН 15 °С (в зимнее время года). Использование охлаждающей воды конденсатора ПТ в качестве НПИТ для ТН обеспечивает его круглогодичную эффективную работу. Применение предлагаемой схемы утилизации теплоты ОГ ДВС позволило достичь значения коэффициента использования теплоты топлива 0,83–0,85.

Шкарин К.В., Шаталова И.И., Фролов М.Ю., Лапин М.В. (РУДН) проанализировали возможности повышения эффективности когенерационной установки (КУ) на базе поршневого ДВС. Отмечено, что такие установки широко используются для обеспечения удаленных населенных пунктов электрической и тепловой энергией. В большинстве случаев в КУ на базе ДВС утилизация теплоты охлаждения масла двигателя за счет специальных теплообменников не предусмотрена. Приведены результаты расчетного анализа КУ на базе ДВС с жидкостным охлаждением со следующими параметрами: мощность двигателя 300 кВт, КПД 0,37, температура ОГ 150 °С. При работе КУ с теплообменниками утилизации теплоты ОГ и охлаждающей жидкости коэффициент использования топлива равен 0,82. Масло охлаждается наружным воздухом в масляном радиаторе. Рассматриваемая схема энергоустановки с ДВС отличается от штатной использованием в ней системы утилизации теплоты охлаждения масла и включением в КУ воздушного ТН. Наружный воздух перед поступлением в испаритель ТН подогревается продуванием его через масляный радиатор. Используются ТН компрессионного типа, рабочий хладагент R-600a, потребляемая компрессором ТН электрическая мощность 10 кВт. Доля теплоты охлаждения масла принята 0,08 от общего баланса теплоты двигателя. Повышение температуры наружного воздуха на входе в испаритель ТН на 10 °С в зимнее время увеличивает коэффициент преобразования теплоты (отношение вырабатываемой ТН теплоты к мощности, потребляемой его компрессором) до 2–2,5, а в летнее время — до 5–6. Включение ТН в схему КУ на базе ДВС увеличивает коэффициент использования теплоты топлива на 6...8 %.

Заев И.А., Смирнов С.В., Вальехо Мальдонадо П.Р., Гордеев В.С. (ООО «Вычислительные технологии инжиниринга», РУДН) представили результаты математического моделирования рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием. Проведено исследование возможностей использования зонных термодинамических моделей рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием для анализа их работы на альтернативных топливах. Разработана многозонная модель индикаторного процесса для двигателя уста-

новки УИТ-2008/CFR. Распространение фронта пламени моделировалось на основе подхода Близарда — Кека для определения характеристик распространения пламени и скорости тепловыделения. В модели процесс сгорания описывается в два этапа. На первом этапе свежая смесь увлекается турбулентными вихрями во фронт пламени со скоростью, пропорциональной турбулентным пульсациям скорости потока. На втором этапе вовлеченная во фронт пламени смесь сгорает в турбулентных вихрях с характерным размером, пропорциональным масштабу Тейлора. Зависимость скорости ламинарного горения топливовоздушной смеси от выбранного топлива задается в явном виде. Выполнены расчетные исследования рабочего процесса и проведена идентификация параметров модели для ряда топлив (смеси изооктана и н-гептана (нормального гептана), компоненты сжиженного нефтяного газа — пропан, н-бутан и изобутан, пропилен) на основе экспериментальных данных, опубликованных в открытом доступе, с последующим исследованием в широком диапазоне изменения степени сжатия. Установлено, что параметры многозонной модели не зависят от физико-химических свойств топлива и степени сжатия и могут быть использованы для определения влияния состава топлива на показатели двигателя. Выявлено, что для повышения точности полученных результатов необходима точная корреляция для скорости ламинарного пламени как функции состояния свежей смеси перед фронтом пламени. Предложены новые корреляции для скорости ламинарного пламени н-бутана, изобутана и пропилена.

Епифанов В.С., Зябров В.А., Попов Д.А., Крутиев С.М. (РУТ) рассмотрели особенности, проблемы и перспективы использования судовых энергетических установок (СЭУ) безэкипажных судов. Отмечено, что работа СЭУ безэкипажных судов должна осуществляться без физического вмешательства человека в течение длительного периода — от недели до месяца и более. Для обеспечения высокоэффективной эксплуатации СЭУ требуются автономная система мониторинга, система управления двигателем и система энергоэффективности, а также организация технического обслуживания в порту. Система мониторинга и управления двигателем является усовершенствованием существующей системы судовой автоматизации и системы управления, с добавлением функций связи с навигационными системами и береговыми центрами управления, необходимыми для автономной работы машинного отделения и других технических систем. Непрерывный мониторинг критических технических систем имеет решающее значение для предупреждения поломки и возникновения неисправностей во время длительных морских переходов, а также для лучшего планирования технического обслуживания в порту. Безэкипажное судно должно иметь несколько

другую конфигурацию силовой установки по сравнению с современными судами. Необходимо дублирование силовых установок, двигателей, систем рулевого управления, дизель-электрической системы, систем СЭУ и общесудовых систем. Отсутствие жилых помещений, оптимизация расхода топлива, использование системы глубокой утилизации теплоты позволяет повысить энергоэффективность безэкипажного судна и снизить вредные выбросы с ОГ СЭУ.

Микитенко А.В., Осокин Д.Б. (АО «Легион-Автодата», МФТИ) представили результаты разработки комплекса цифровых решений при обучении студентов автомобильных специальностей с использованием системы управления учебным процессом LMS Moodle. Отмечено, что современный автомобиль — это сложное техническое устройство, в котором используется более 100 блоков управления и более 10 млн строк программного кода. Поэтому выпускники вузов должны иметь высокий уровень компетенций в области разработки и эксплуатации САР и САУ. В процессе обучения необходимо использовать либо сложные и дорогие традиционные средства обучения — автомобильные стенды, автомобили и их агрегаты в комплексе с САР и САУ, либо качественные IT-инструменты, существенно удешевляющие процесс обучения и позволяющие наращивать функционал и обновлять учебную программу в соответствии с развитием автомобильной техники. Таким образом, для интеграции указанных технологий в образовательную среду необходим комплекс программного обеспечения, доступный к использованию на всей территории страны. На базе уже имеющихся у АО «Легион-Автодата» инженерных решений по диагностике автомобилей и ДВС стоит задача разработки учебно-экспериментального комплекса, создание и использование в процессе обучения цифровой модели автомобильного двигателя на основе массива данных Big Data. При этом на базе имеющегося функционала приложения Motor Data OBD можно построить цифровую модель (цифровые двойники) двигателей популярных автомобилей. Визуализация цифровых моделей ДВС и возможности изменять те или иные параметры двигателя позволяют изучить влияние различных эксплуатационных факторов на характеристики двигателя и его систем.

Габитов И.И., Неговора А.В., Магафуров Р.Ж., Исанбердин И.Р. (БГАУ, г. Уфа) представили методику оценки характеристики топливоподачи дизельными форсунками. Отмечено, что показатели работы современных дизельных двигателей во многом определяются работой электроуправляемых форсунок. Современное отечественное диагностическое оборудование для их испытания может фиксировать только усредненную цикловую подачу топлива на заданном режиме работы, но для современных систем пи-

тания дизелей очень важно контролировать все параметры работы форсунок. Поэтому для повышения качества оценки технического состояния форсунок представляется актуальным измерять характеристику впрыскивания топлива на разных режимах работы. Разработанная методика основана на использовании устройства для оценки характеристики впрыскивания, которое состоит из топливопровода рассчитанной длины, программируемого блока управления, управляющего оборудования с гидродинамической системой для создания высокого давления, ресивера, необходимого для снижения явления эффекта обратной волны и создания противодействия в топливопроводе. В начале и конце топливопровода установлены два тензометрических датчика давления, используемые для отображения изменения давления. Устройство позволяет фиксировать дифференциальную и интегральную характеристики подачи топлива дизельной ТА, в том числе электроуправляемых форсунок аккумуляторных систем типа Common Rail. Кроме того, определяются значения единичных (последовательных) цикловых подач и средней цикловой подачи. Преимуществом этого устройства являются высокая точность измерения, возможность имитировать реальные условия эксплуатации формированием заданного противодействия впрыскиванию и высокая автоматизация процесса измерения. Предложенная методика позволяет провести оптимизационные и доводочные испытания форсунок с оценкой характеристики впрыскивания и создать предпосылки для разработки отечественных стендов для диагностирования современных компонентов топливоподающих систем.

Синявский В.В., Максимов И.В. (МАДИ) проанализировали влияние параметров запальной порции ДТ на показатели газодизельного двигателя, а также основные направления улучшения показателей работы двигателя, работающего на природном газе (метане), без ухудшения его параметров в дизельном цикле. При расчетах параметров газодизельного двигателя типа 6 ЧН 10,7/12,4 с использованием ПК AVL FIRE определено влияние на эти параметры запальной дозы ДТ. Параметры запальной порции ДТ — это доля запального ДТ в общей подаче топлива, УОВТ, длительность впрыскивания, а также влияние коэффициента избытка воздуха на токсичные выбросы. Показано, что при увеличении УОВТ от 3 до 21 град п.к.в. выбросы несгоревшего метана увеличиваются на 13 %, а выбросы оксидов азота — на 163 %. Увеличение длительности впрыскивания ДТ от 6 до 14 град п.к.в. сопровождаются уменьшением выбросов несгоревшего метана на 13 %, выбросов оксидов азота — на 17 %, среднего эффективного давления — на 3 %. При уменьшении доли запальной дозы ДТ с 15 до 5 %

выбросы несгоревшего метана снижаются на 27 %, а выбросы оксидов азота — на 71 %. Показано, что при коэффициенте избытка воздуха 1,5, метановоздушная смесь сгорает быстрее и полнее, чем при значении этого коэффициента 2,5. Это свидетельствует о необходимости применения дроссельной заслонки (уменьшения проходного сечения на впуске) при работе газодизельного двигателя на режимах с малыми нагрузками. Получено оптимальное с точки зрения токсичности ОГ значение коэффициента избытка воздуха, равное 2,4. При больших значениях этого коэффициента значительно увеличиваются выбросы несгоревшего метана, при меньших значениях — резко увеличиваются выбросы оксидов азота.

Строкин А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана) рассмотрел некоторые аспекты психофизиологических исследований работы операторов в системах человек–машина–окружающая среда. Указано, что все более широкое распространение получают роботизированные и автоматизированные системы, принимающие на себя ряд функций человека-оператора. Вместе с тем роль человека в надежности и безопасности функционирования этих систем по-прежнему остается значительной. При этом должны быть обеспечены не только безопасность и надежность работы самой машины или технологического процесса, но и безопасность человека. Он принимает управленческие решения на основании получаемой информации о динамических процессах объекта. Существенную роль для оператора играют эргономические условия — организация рабочего места, устройство пульта управления, внешние воздействия соответствующих факторов окружающей среды. Решения, принимаемые оператором, относятся к ноосферной области деятельности человека и сопровождаются колебательными процессами в его головном мозге. Основную информацию оператор также получает от колебательных процессов, таких как свет, звук, вибрации, электромагнитные волны других диапазонов. Из сложного сигнала какого-либо внешнего фактора человек способен выделить несколько важных для себя гармонических сигналов. Обмениваясь энергией с окружающей средой, человек подчиняется общему психофизиологическому закону Вебера — Фехнера. В ноосфере сигналы энергетического обмена, как правило, имеют малую интенсивность, и возможно возникновение резонансных явлений. Это оказывает существенное влияние на принятие оператором итогового решения. Таким образом, особую важность приобретает исследование синусоидального характера отдельных сигналов и ответной реакции на них человека-оператора.

Раков В.А. (ВоГУ, г. Вологда) рассмотрел особенности адаптивных трансмиссий как путь к улучшению эксплуатационных свойств энерго-

установок автомобилей. На основании результатов тягово-мощностного расчета транспортного средства определена степень загрузки его ДВС при различных скоростях движения автомобиля. Сочетание частоты вращения и крутящего момента ДВС в различных соотношениях позволяет получить необходимую силу тяги во всем диапазоне скоростей автомобиля. Приведен пример определения оптимальных передаточных отношений трансмиссии легкового автомобиля для обеспечения наибольшей топливной эффективности его двигателя. Но возможность обеспечения минимального удельного расхода топлива ДВС зачастую не учитывается при проектировании и расчете трансмиссий. Проведены расчетные исследования соответствия параметров трансмиссии легкового автомобиля Lada Largus характеристикам установленного на нем двигателя ВАЗ-21129. Результаты расчета равномерного движения этого автомобиля показывают, что при движении со скоростью 36 км/ч степень загрузки ДВС составляет ~ 25 %. При скорости 100 км/ч (движение автомобиля на высшей передаче трансмиссии) частота вращения коленчатого вала составляет 2600 мин<sup>-1</sup>, передаточное отношение трансмиссии равно 3,7, а степень загрузки ДВС составляет всего 50 %. Показано, что при такой скорости движения для достижения степени загрузки ДВС, равной 70 %, передаточное отношение трансмиссии должно составлять 2. При необходимости ускорения автомобиля трансмиссия должна быстро адаптироваться к новым условиям, т. е. менять передаточное отношение, приспособляя ДВС к новому режиму нагрузки. Адаптивное управление передаточным числом трансмиссии обеспечивают электрические или электромеханические трансмиссии. В таких трансмиссиях можно обеспечить практически любое передаточное число, изменяя его бесступенчато.

**Заключение.** По приведенным результатам аналитических, расчетных и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы.

Основным элементом современных теплоэнергетических установок остаются поршневые ДВС. В настоящее время на их долю приходится ~ 80 % всей энергии, вырабатываемой теплоэнергетическими установками. Эта энергия соизмерима с энергией, вырабатываемой всеми электрическими станциями.

Основными показателями работы современных теплоэнергетических установок с ДВС остаются их мощностные и динамические показатели, топливная экономичность и выбросы вредных веществ с ОГ.

Достижение необходимых значений указанных показателей возможно лишь при оснащении теплоэнергетических установок современными САР и САУ. Эти системы обеспечивают многорежимность теплоэнергетических

установок транспортного назначения, их адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации, а также требуемое качество процесса регулирования.

Основной задачей использования САР и САУ в теплоэнергетических установках является обеспечение компромисса между показателями топливной экономичности и токсичности ОГ. Экологические показатели таких установок становятся приоритетными. Наряду с ограничением выбросов нормируемых токсичных компонентов ОГ (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов и твердых частиц) актуальной задачей является сокращение выбросов в атмосферу углекислого газа и перехода к углеродно-нейтральной энергетике.

Задачи сокращения использования нефтяных моторных топлив и улучшения экологических показателей теплоэнергетических установок с ДВС решаются при конвертировании установок к работе на топливах, производимых из альтернативных сырьевых ресурсов. Среди наиболее перспективных альтернативных топлив необходимо выделить природный газ, водород, биотоплива, т. е. этиловый спирт и топлива, получаемые из растительных масел.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Архаров А.М., Афанасьев В.Н. Теплотехника. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018.
- [2] Луканин В.Н. Теплотехника. М., Высшая школа, 2006.
- [3] Голдобин Ю.М., Павлюк Е.Ю. Автоматизация теплоэнергетических установок. Екатеринбург, УрФУ, 2017.
- [4] Липатников Г.А., Гузев М.С. Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетики. Владивосток, ДВГТУ, 2007.
- [5] Назаров В.И., Кравченко В.В. Автоматизированные системы регулирования тепловых процессов основного оборудования ТЭС и АЭС. Минск, Вышэйшая школа, 2022.
- [6] Кулаков Г.Т. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами. Минск, Высшая школа, 2017.
- [7] Зуев К.И. Автоматизация и управление системами теплогазоснабжения и вентиляции. Владимир, ВлГУ, 2019.
- [8] Марков В.А., Шатров В.И. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и тенденции их совершенствования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение*, 2016, № 5 (110), с. 96–116.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2016-5-96-116>
- [9] Белоусов В.Н., Смородин С.Н., Цимбал В.Д. Топливо и процессы горения в теплоэнергетических установках. Ч. 1. СПб., ВШТЭ СПбГУПТД, 2020.
- [10] Прокопеня И.Н. Экология теплоэнергетических систем. Минск, БНТУ, 2020.



- [11] Новиков Л.А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей. *Двигателестроение*, 2005, № 4, с. 8–15.
- [12] Девянин С.Н., Марков В.А., Савастенко А.А. и др. Проблемы электрификации автомобильного транспорта России. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 21–31.
- [13] Число зарегистрированных электромобилей в России превысило 20 тысяч. *autostat.ru: веб-сайт*. URL: <https://www.autostat.ru/news/54027> (дата обращения: 22.05.2023).
- [14] Карамян О.Ю., Чебанов К.А., Соловьева Ж.А. Электромобиль и перспективы его развития. *Фундаментальные исследования*, 2015, № 12, ч. 4, с. 693–696.
- [15] Козловский В.Н., Заятров А.В., Васильев М.М. и др. Этапы, проблемы и перспективы развития электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой. *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо*, 2020, т. 19, № 3, с. 143–149.
- [16] Богатырев А.В., Лехтер В.Р. Тракторы и автомобили. М., Инфра-М, 2020.
- [17] Родичев В.А. Тракторы. М., ПрофОбрИздат, 2001.
- [18] Сизых В.А. Судовые энергетические установки. М., ТрансЛит, 2006.
- [19] Беспалов В.И., Колыванов В.В. Судовые энергетические установки. Н. Новгород, ВГАВТ, 2012.
- [20] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. Луганск, Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006.
- [21] Коньков А.Ю. Тепловозные дизели: устройство и основы рабочих процессов. Хабаровск, Изд-во ДВГУПС, 2018.
- [22] Гордин М.В., Финкельберг Л.А., Семенов П.В. Перспективы развития авиационного поршневого двигателестроения в России. *Авиационные двигатели*, 2020, № 1, с. 7–14.
- [23] Кузнецов Г.А. Беспилотные летательные аппараты с поршневыми двигателями. Компонировка и конструкция. М., Спутник+, 2010.
- [24] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания. М., Машиностроение, 2013.
- [25] Шатров М.Г., ред. Автомобильные двигатели. М., Академия, 2013.
- [26] 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.
- [27] Мельник Г.В. Технологии для обеспечения малотоксичной работы транспортных дизелей и альтернативные топлива. *Двигателестроение*, 2011, № 3, с. 42–54.

**Марков Владимир Анатольевич** — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Марков В.А. Проблемы и перспективы совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 1 (148), с. 128–155.  
EDN: НКCYSS

**PROBLEMS AND PROSPECTS OF IMPROVING  
THE AUTOMATIC CONTROL AND REGULATION SYSTEMS  
OF THE THERMAL POWER PLANTS**

V.A. Markov

markov58@bmstu.ru

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

---

**Abstract**

The paper considers problems and prospects for further improvement of the thermal power plants automatic control and regulation systems. It shows that most of such installations are equipped with the piston internal combustion engines. The paper notes that the highest installation efficiency is achieved, when they are equipped with automatic control and regulation systems. These systems ensure multi-mode operation of the thermal power plants for transport purposes, their adaptation to the altering operation conditions and the required quality of the regulation process. The control and regulation systems role is shown in improving the engine power and dynamic performance, its fuel efficiency and exhaust gases toxicity. It is indicated that the engine ecological performance is becoming a priority. Main ecological indicators are emissions of the standardized toxic components of the engine exhaust gases including nitrogen oxides, carbon monoxide, unburned hydrocarbons and particulate matter. The urgent task lies in reducing the carbon dioxide emissions into the atmosphere and transition to the carbon-neutral energy. Effectiveness of using the various alternative fuels is noted in achieving required values of the exhaust gas toxicity indicators. Natural gas, hydrogen and biofuels are considered as the most promising alternative fuels

**Keywords**

*Thermal power plant, internal combustion engine, diesel engine, gasoline engine, electric drive, automatic control system, automatic regulation system, alternative fuels*

Received 05.06.2023

Accepted 20.06.2023

© Author(s), 2024

---

*The paper was based on materials of the reports of the All-Russian Scientific and Technical Conference n.a. Professor V.I. Krutov (01.02.2023)*

---

## REFERENCES

- [1] Arkharov A.M., Afanasyev V.N. *Teplotekhnika* [Heat engineering]. Moscow, BMSTU Publ., 2018.
- [2] Lukanin V.N. *Teplotekhnika* [Heat engineering]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2006.
- [3] Goldobin Yu.M., Pavlyuk E.Yu. *Avtomatizatsiya teploenergeticheskikh ustanovok* [Automation of thermal power plants]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2017.
- [4] Lipatnikov G.A., Guzeev M.S. *Avtomaticheskoe regulirovanie obektov teploenergetiki* [Automatic regulation of heat power facilities]. Vladivostok, DVSTU Publ., 2007.
- [5] Nazarov V.I., Kravchenko V.V. *Avtomatizirovannye sistemy regulirovaniya teplovykh protsessov osnovnogo oborudovaniya TES i AES* [Automated systems for regulating thermal processes of the main equipment of thermal power plants and nuclear power plants]. Minsk, Vysheyschaya shkola Publ., 2022.
- [6] Kulakov G.T. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya teploenergeticheskimi protsessami* [Theory of automatic control of thermal power processes]. Minsk, Vysheyschaya shkola Publ., 2017.
- [7] Zuev K.I. *Avtomatizatsiya i upravlenie sistemami teplogazosnabzheniya i ventilyatsii* [Automation and control of heat and gas supply and ventilation systems]. Vladimir, VISU Publ., 2019.
- [8] Markov V.A., Shatrov V.I. Automatic control systems for heat and power installations and ways to improve them. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2016, no. 5 (110), pp. 96–116 (in Russ.).  
DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2016-5-96-116>
- [9] Belousov V.N., Smorodin S.N., Tsimbal V.D. *Toplivo i protsessy goreniya v teploenergeticheskikh ustanovkakh. Ch. 1* [Fuel and combustion processes in thermal power plants. Part 1]. St. Petersburg, VShTE SPbSUPTD Publ., 2020.
- [10] Prokopenya I.N. *Ekologiya teploenergeticheskikh system* [Ecology of thermal power systems]. Minsk, BNTU, 2020.
- [11] Novikov L.A. Existing and forward-looking technologies to reduce diesel engine toxicity. *Dvigatelistroenie*, 2005, no. 4, pp. 8–15 (in Russ.).
- [12] Devyanin S.N., Markov V.A., Savastenko A.A., et al. Problems of electrification of motor transport in Russia. *Dvigatelistroenie*, 2022, no. 1, pp. 21–31 (in Russ.).
- [13] Chislo zaregistrirrovannykh elektromobiley v Rossii prevysilo 20 tysyach [Number of registered electric vehicles in Russia has exceeded 20 thousand]. *autostat.ru: website* (in Russ.). Available at: <https://www.autostat.ru/news/54027> (accessed: 22.05.2023).
- [14] Karamyan O.Yu., Chebanov K.A., Solovyeva Zh.A. Electric vehicles and its development prospects. *Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Research], 2015, no. 12, iss. 4, pp. 693–696 (in Russ.).
- [15] Kozlovskiy V.N., Zayatrov A.V., Vasilyev M.M., et al. Stages, problems and prospects for the development of electric vehicles and hybrids. *Avtogazozapravochnyy kompleks + alternativnoe toplivo* [Autogas Filling Complex + Alternative Fuel], 2020, vol. 19, no. 3, pp. 143–149 (in Russ.).

- [16] Bogatyrev A.V., Lekhter V.R. Traktory i avtomobili [Tractors and cars]. Moscow, Infra-M Publ., 2020.
- [17] Rodichev V.A. Traktory [Tractors]. Moscow, ProfObrIzdat Publ., 2001.
- [18] Sizykh V.A. Sudovye energeticheskie ustanovki [Marine power plants]. Moscow, TransLit Publ., 2006.
- [19] Bepalov V.I., Kolyvanov V.V. Sudovye energeticheskie ustanovki [Marine power plants]. Nizhniy Novgorod, VSAVT Publ., 2012.
- [20] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov [Improving operating modes of power systems for locomotives]. Lugansk, VNU im. V. Dalya Publ., 2006.
- [21] Konkov A.Yu. Teplovoznnye dizeli: ustroystvo i osnovy rabochikh protsessov [Diesel locomotives: design and fundamentals of work processes]. Khabarovsk, DVSUPS Publ., 2018.
- [22] Gordin M.V., Finkelberg L.A., Semenov P.V. Development prospects of aircraft piston engine-building in Russia. *Aviatsionnye dvigateli* [Aviation Engines], 2020, no. 1, pp. 7–14 (in Russ.).
- [23] Kuznetsov G.A. Bepilotnye letatelnye apparaty s porshnevymi dvigatelyami. Komponovka i konstruktsiya [Unmanned aerial vehicles with piston engines. Layout and design]. Moscow, Sputnik+ Publ., 2010.
- [24] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A., eds. Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013.
- [25] Shatrov M.G., red. Avtomobilnye dvigateli. [Car engine Engines] Moscow, Akademiya Publ., 2013.
- [26] 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. *Dvigatestroenie*, 2022, no. 2, pp. 4–28 (in Russ.).
- [27] Melnik G.V. Clean air technologies and alternative fuels for transport diesel engines. *Dvigatestroenie*, 2011, no. 3, pp. 42–54 (in Russ.).

**Markov V.A.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Markov V.A. Problems and prospects of improving the automatic control and regulation systems of the thermal power plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 1 (148), pp. 128–155 (in Russ.).

EDN: HKCYSS