



ТРАНСПОРТ

НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

ЖУРНАЛ № 6 (24) 2011

ЖУРНАЛ ВКЛЮЧЕН В ПЕРЕЧЕНЬ ВАК

НАЦИОНАЛЬНАЯ ГАЗОМОТОРНАЯ АССОЦИАЦИЯ



АФФИЛИРОВАНА
С МЕЖДУНАРОДНЫМ ГАЗОВЫМ
СОЮЗОМ



Итоги газового марафона

Новый источник энергии для электромобилей

Восстановление работоспособности системы питания ГБА

**Международный научно-технический журнал
«Транспорт на альтернативном топливе»
№ 6 (24) / 2011 г.**

Зарегистрирован в Федеральной службе по надзору
в сфере массовых коммуникаций, связи и охраны
культурного наследия.
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-30114

Учредитель и издатель

НП «Национальная газомоторная
ассоциация» (НГА)

Периодичность 6 номеров в год

Главный редактор

П.Г. Цыбульский

генеральный директор ООО «Газпром ВНИИГАЗ», к.т.н.

Члены редакционной коллегии

Б.В. Будзуляк

председатель Комиссии по использованию при-
родного и сжиженного нефтяного газа в качестве
моторного топлива, д.т.н.

В.И. Ерохов

профессор «МАМИ», д.т.н.

Н.Е. Игнатьева

заместитель главного редактора

А.А. Ипатов

генеральный директор ФГУП «НАМИ», д.э.н.

Р.З. Кавтарадзе

профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

Т.В. Климова

начальник отдела по связям с общественностью и
СМИ ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

С.И. Козлов

главный научный сотрудник Центра по использо-
ванию газа ООО «Газпром ВНИИГАЗ», д.т.н.

В.А. Марков

профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

А.В. Николаенко

ректор «МАМИ», профессор, к.э.н.

Ю.В. Панов

профессор МАДИ, к.т.н.

Н.Н. Патрахальцев

профессор Российского университета дружбы
народов, д.т.н.

Е.Н. Пронин

зам. начальника Управления ОАО «Газпром»,
исполнительный директор НГА

В.Л. Стативко

вице-президент НГА, к.т.н.

В.Н. Фатеев

зам. директора НИЦ «Курчатовский институт», д.х.н.

Редактор

О.А. Ершова

Отдел подписки и распространения

В.А. Ионова

Компьютерная верстка

Ф.А. Игнащенко

Адрес редакции:

115304, Москва, ул. Луганская, д. 11, оф. 304.

Тел./факс: (495) 321-50-44, 321-62-81.

E-mail: transport.1@ngvrus.ru

www.ngvrus.ru

Отпечатано с готовых диапозитивов в ООО «Принт-Лидер»,

117186, Москва, ул. Нагорная, д. 15, корп. 8

Номер заказа

Сдано на верстку 01.10.2011 г.

Подписано в печать 01.12.2011 г.

Формат 60x90 1/8. Тираж 3000 экз. Бумага мелованная.

Печать офсетная, печ. л. 10,5

При перепечатке материалов ссылка на журнал

«Транспорт на альтернативном топливе» обязательна.

Редакция не несет ответственности за достоверность информации,

опубликованной в рекламных материалах.

На обложке: автопробег

«Голубой коридор - 2011 Урал - Центр»

В НОМЕРЕ:

Итоги газового марафона	3
Р.А. Газарян 9-я Международная газовая выставка GasSUF-2011	5
Конференция «Газ в моторах – 2011»	7
Метан – моторное топливо № 1 в мире!.....	8
Мировой рынок: наступила эпоха метана.....	9
Португалия: Итоги заседания Рабочего комитета 5.....	10
З.Р. Кавтарадзе, Р.З. Кавтарадзе Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях (часть 2).....	12
В.И. Ерохов Проектирование и расчет расходомера воздуха электронных систем впрыскивания топлива	20
В.А. Лукшо, А.В. Козлов, А.С. Теренченко, А.А. Демидов Исследования показателей двигателя с искровым зажиганием при работе на газовых топливах	28
В.Г. Тонконог Система подачи криогенного топлива в энергоустановку и его газификация	34
В.А. Зенченко, Ю.Н. Фролов, Ю.В. Панов, А.В. Ширяев Формирование гибких технологий диагностирования и ремонта системы питания ГБА.....	39
Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина, В.И. Гурдин Предотвращение ущерба окружающей среде от несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов	44
В.М. Фомин, Д.В. Шевченко Биоэнергетика транспорта	51
И.К. Александров, В.А. Раков Новый высокоэффективный вид источника энергии для электромобилей	58
А.И. Савицкий, П.П. Петров, А.М. Савенков, С.П. Петров Выбор гибридной силовой установки мобильных транспортных средств.....	62
А.И. Цаплин, С.В. Бочкарев Оценка энергозатрат при подаче СПГ в двигатель.....	68
Е.Б. Федорова, М.П. Хайдина Производство СПГ из метана угольных отложений	71
Перечень статей, опубликованных в журнале «Транспорт на альтернативном топливе» в 2011 г.	76
Авторы статей в журнале № 6 (24) 2011 г.....	78

'Alternative Fuel Transport' international science and technology journal, No. 6 (24) 2011
Registered with the Federal Service for Supervision in Mass Communications and Cultural Heritage Protection

Printed Matter Registration Certificate No. FS77-30114

Founder and Publisher

Non-Commercial Partnership National Gas-Vehicle Association (NGVRUS)

Published: 6 issues a year

Editor-in-Chief

Tsybulsky, P.G.
Director General of Gazprom VNIIGAZ, PhD

Editorial board members

Budzulyak, B.V.
Chairman of the Commission for Use of Natural and Liquefied Petroleum Gas as Gas-Motor Fuel, Doctor of Engineering

Erokhov, V.I.
MAMI Professor, Doctor of Engineering

Ignat'eva, N.E.
Deputy Editor-in-Chief

Ipatov, A.A.
Director General of FGUP NAMI, Doctor of Engineering

Kavtaradze, R.Z.
Professor of N.E. Bauman's MG TU, Doctor of Engineering

Klimova, T.V.
acting Head of Public and Mass Media Relations Service of Gazprom VNIIGAZ

Kozlov, S.I.
Deputy Director General for Research of Gazprom VNIIGAZ, Doctor of Engineering

Markov, V.A.
Professor of N.E. Bauman's MG TU, Doctor of Engineering

Nikolaenko, A.V.
Rector of the Moscow State Technical University (MAMI), Professor, Candidate of Science

Panov, Yu.V.
Professor of MADI (GTU), Candidate of Science

Patrakhaltsev, N.N.
Professor of People's Friendship University of Russia, Doctor of Engineering

Pronin, E.N.
Deputy Head of Directorate, JSC Gazprom, Executive Director, NGVRUS

Stativko, V.L.
vice-president, NGVRUS, Candidate of Science

Fateev, V.N.
Deputy Director of RNC Kurchatovsky Institute, Doctor of Chemistry

Editor

Ershova, O.A.

Subscription and Distribution Department
Ionova, V.A.

Editorial office address:

11, Luganskaya str., 115304, Moscow
Tel/fax: (495) 321-50-44, 321-62-81
E-mail: transport.1@ngvrus.ru,
www.ngvrus.ru

Order number
Passed for press on 01.10.2011
Endorsed to be printed on 01.12.2011
Format 60x90 1/8 Circulation 3,000 copies Enamel paper
Offset printing, 10,5 conditional printed sheets

When copying materials, a reference 'Alternative Fuel Transport' International Scientific and Technical Magazine is obligatory.

The editors are not responsible for accuracy of the information contained in advertising matter.

CONTENTS

Z.R. Kavtaradze, R.Z. Kavtaradze

The analysis of NO-formation and methods of calculation of NO-concentration in the piston engines working on traditional and alternative fuel 12

V.I. Erokhov

Designing and calculation of a flowmeter of air of electronic systems of injection of fuel 20

V.A. Luksho, A.V. Kozlov, A.S. Terenchenko, A.A. Demidov

Settlement researches of parameters of the spark ignition engine on gas fuels 28

V.G. Tonkonog

System of submission of cryogenic fuel in power equipment and gasification 34

V.A. Zenchenko, Y.N. Frolov, Y.V. Panov, A.V. Shiryaev

The formation of flexible technologies of diagnostics and repairing the fuel supply system of LPG vehicles 39

N.G. Pevnev, E.R. Raenbagina, V.I. Gurdin

Prevention of environmental damage from the unauthorized overflow of gas from the car's balloon 44

V.M. Fomin, D.V. Shevchenko

Transport bioenergetics 51

I.K. Aleksandrov, V.A. Rakov

New highly effective kind of the source energy for electromobiles 58

A.I. Savitsky, P.P. Petrov, A.M. Savenkov, S.P. Petrov

The choice of hybrid power plant for mobile vehicles 62

A.I. Tsaplin, S.V. Bochkarev

Evaluation of power inputs when feeding gas-liquid LNG engine 68

E.B. Fedorova, M.P. Khaydina

LNG production from CBM 71

Contributors to journal issue No. 6 (24) 2011 79



Итоги газового марафона

В Москве 2 ноября 2011 г. успешно завершили свой маршрут участники автопробега «Голубой коридор – 2011: Урал – Центр», продолжительность которого составила 15 дней. Это был самый протяженный из пяти пробегов, организованных ОАО «Газпром» с целью пропаганды расширения использования природного газа на автотранспорте.



Демонстрация чистоты ОГ; выставка транспортных средств перед зданием Газпрома



Торжественный финиш состоялся у административного здания ОАО «Газпром», где была развернута выставка транспортной техники, участвовавшей в пробеге. Среди них – грузовые и легковые автомобили, автобусы городские и дальнего следования – все заводского изготовления.

В шести городах, через которые прошел маршрут автопробега, – Екатеринбурге, Челябинске, Уфе, Оренбурге, Самаре, Саратове и Тамбове –

руководителями субъектов Федерации и представителями территориальных предприятий ОАО «Газпром» были подписаны протоколы о намерениях по использованию газомоторного топлива. Документы отражают готовность сторон разрабатывать и реализовывать программы по расширению сети АГНКС и переводу

транспорта на компримированный природный газ (КПГ). При этом администрации городов и областей изъявили готовность взять на себя проведение мероприятий по переводу муниципального транспорта на газовое топливо, обеспечению налоговых преференций и благоприятного инвестиционного климата в рамках своих полномочий, а ОАО «Газпром» – строительство автомобильных газонаполнительных станций (АГНКС).

Сегодня в 58 регионах Российской Федерации действуют 249 АГНКС, из них 207 находятся в собственности ОАО «Газпром». По итогам 2011 г. наиболее развитыми региональными рынками являются Ставропольский и Краснодарский края, Свердловская, Челябинская и Тульская обл., Республика Башкортостан. На них приходится 41 % от общего объема реализации КПГ. Всего в России в 2010 г. через АГНКС реализовано 345 млн м³ КПГ, при этом автопарк, использующий природный газ, насчитывает 86 тыс. транспортных средств. В мире эта цифра превышает 13 млн.

Итоговым мероприятием стало межотраслевое совещание



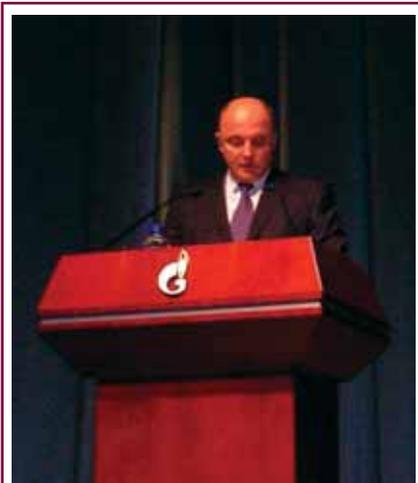
Обмен подписанными протоколами о намерениях в Саратове



Президиум отраслевого совещания в ОАО «Газпром»

«Актуальные задачи по поэтапной замене муниципального автотранспорта автомобилями на газомоторном топливе и расширению сети газовых заправок в свете Поручения Президента Российской Федерации от 27.06.2011 г. № пр-1923». Оно завершило своеобразный осенний марафон, посвященный использованию природного газа на транспорте, в рамках которого были проведены:

- выставка GasSUF, прошедшая в Сокольниках 11–13 октября;
- IV Международная научно-практическая конференция «Газ в моторах–2011», проведенная в ООО «Газпром ВНИИГАЗ» 13 октября;



Выступление О.Е. Аксютина

- автопробег «Голубой коридор – 2011: Урал – Центр», прошедший по маршруту Екатеринбург – Челябинск – Уфа – Оренбург – Самара – Саратов – Волгоград – Воронеж – Тамбов – Тула – Москва с 19 октября по 2 ноября.

С приветственным словом к участникам совещания обратился заместитель председателя правления ОАО «Газпром» А.И. Медведев. В докладе члена правления, начальника Департамента по транспортировке, подземному хранению и использованию газа О.Е. Аксютина были предложены меры, направленные на расширение использования газа в качестве моторного топлива, также была отмечена важность ускорения принятия Федерального закона «Об использовании газа в качестве моторного топлива» и модернизации нормативно-правовой базы в области

эксплуатации газобаллонной техники, строительства и эксплуатации объектов газомоторной инфраструктуры.

Об опыте использования метанового топлива в Германии рассказали Х.П. Флорен, член правления «Е.ОН. Рургаз», и М. Озегович, генеральный директор ООО «Фольксваген Групп Русс». Д.Д. Гайд, генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург», являющегося лидером в освоении газомоторного топлива в Уральском регионе, в своем выступлении отметил, что природный газ на сегодняшний день – единственная



А.И. Медведев оставляет автограф на флаге автопробега

альтернатива бензину и дизельному топливу.

В совещании также участвовали представители министерств и ведомств, руководители предприятий по производству и эксплуатации транспортных средств.

На совещании были вручены памятные дипломы и подарки участникам и организаторам автопробега.

9-я Международная газовая выставка GasSUF-2011

Р.А. Газарян, директор выставки GasSUF

С 11 по 13 октября 2011 г. в Москве прошла 9-я Международная специализированная газовая выставка технологий переработки и использования газа GasSUF-2011. Мероприятие организовали Международная выставочная компания MVK в составе группы компаний ITE, ОАО «Газпром», ООО «Газпром ВНИИГАЗ», ОАО «Газпром промгаз», Национальная газомоторная ассоциация (НГА). Выставка прошла под патронатом Московской торгово-промышленной палаты, Министерства транспорта Московской обл. и при поддержке Российского газового общества.

Выставка GasSUF – это единственная выставка, не имеющая аналогов в России, и полностью посвящена вопросам перевода транспорта на газ. Ее тематика объединяет самые актуальные вопросы газовой и топливно-энергетической отраслей:



- использование альтернативных видов газомоторного топлива на транспорте;
- газонаполнительные станции, передвижные автомобильные газозаправщики (ПАГЗ), АГЗС и АГНКС, строительство и проектирование, оборудование для АГЗС;
- резервуары, цистерны для транспортировки и хранения газа, приборы учета газа, анализаторы;
- демонстрация передовых технологий в производстве газотопливной и газобаллонной аппаратуры и оборудования;
- системы автономной газификации.

За 9 лет существования выставка приобрела высокий международный авторитет, благодаря соблюдению высоких международных стандартов в подготовке и организации выставочных процессов и широкому привлечению экспонентов и посетителей. Эти слова подтверждает статистика GasSUF-2011.

В GasSUF-2011 приняли участие 37 российских и зарубежных компании из 10 стран мира. Среди них – крупнейшие представители из Франции, Аргентины, Польши, Кореи, Китая и других стран. Большое внимание

вызвали стенды ОАО «Газпром», ОАО «КАМАЗ», компаний Русские Автобусы «Группа ГАЗ», IVECO, «Газпарт 95», «Резол Автогаз», «Промэнергомаш», Atlas copco CJSC, Bauer compressors Ltd, Schwelm Anlagentechnik GmbH, Vanzetti engineering S.r.l. и многие другие.

Ежегодно в рамках GasSUF проходит насыщенная деловая программа, направленная на деловое сотрудничество и представляющая образовательные возможности для всех участников и посетителей выставки на протяжении многих лет. В этом году главными мероприятиями деловой программы стали заседания и конференции, проводимые компаниями «Газпром», «Газпром промгаз», «Газпром ВНИИГАЗ» и НГА.

В экспозиции выставки было представлено много оборудования и новейших разработок. Посетители могли наглядно ознакомиться с представленным оборудованием и протестировать его.

«Группа ГАЗ» представила газовые автобусы малого (ПАЗ 3203) и большого (ЛИАЗ 5292) классов, городской низкопольный автобус ЛИАЗ 5292 с газовым двигателем MAN экологического





«Балсити» представила на выставке GasSUF–2011 автомобильные баллоны для сжиженного углеводородного газа.

В декабре 2010 г. Международная выставочная компания MVK вошла в состав группы компаний ITE, в связи с чем выставка GasSUF, как и другие проекты MVK, приобрела еще больший потенциал развития. Благодаря слиянию двух крупнейших выставочных компаний с колоссальным опытом в организации и проведении отраслевых мероприятий происходит взаимный обмен навыками и знаниями. Это способствует дополнительной положительной динамике качества сервиса и предоставляемых услуг.

стандарта Евро-5+ и автоматической коробкой ZF Ecolife, предназначенный для работы на городских маршрутах в мегаполисах в качестве основного вида транспорта. Автобус полностью соответствует всем международным требованиям по безопасности, экологии и уровню комфорта для пассажиров. Он оснащен системой наклона кузова «книлинг», большой накопительной площадкой, оборудованной специальными креплениями для инвалидных колясок, аппарелью для въезда/съезда, что позволяет

чувствовать себя комфортно пассажирам всех категорий.

Компания Vormech представила на GasSUF–2011 цилиндрические баки и редуктор для жидкого газа. Благодаря малым габаритам редуктор идеально подходит для установки на любой автомобиль.

На своем стенде компания FAS Flüssiggas-Anlagen представила уникальный пост заправки баллонов (тип FAS) с возможностью электронного учета данных и передачи информации на внешний компьютер. Компания



Наш опыт в организации крупнейших в России международных специализированных выставок дает нам возможность дальнейшего развития проекта посредством привлечения большего числа участников и посетителей. Нами предусмотрено расширение тематики выставки, для чего мы планомерно будем запускать секторизацию, использовать возможности интернета и обширные базы данных нашей компании, проводить опросы целевой аудитории, что послужит совершенствованию качества наших услуг и более широкому привлечению целевых посетителей и экспонентов на GasSUF.



Конференция «Газ в моторах – 2011»

13 сентября 2011 г. в ООО «Газпром ВНИИГАЗ» состоялась Международная конференция «Газ в моторах». Это уже четвертая по счету конференция, посвященная проблемам производства и использования газовых видов моторного топлива, прошла в формате «Диалог с потребителем».



Участники конференции

В работе конференции приняли участие 90 представителей 52 компаний-производителей газоиспользующего и газозаправочного оборудования из шести стран. Участникам конференции были представлены доклады (в алфавитном порядке) ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», ЗАО «Атлас Копко»/Компания «Гринфильд», НПО «Ротор», НТЦ ОАО «КАМАЗ», ОАО «ВНИКТИ», ОАО «НПО «ГЕЛИЙМАШ», ООО «Бауэр компрессор», ООО «Газомотор-Р», ООО «Газпром ВНИИГАЗ», ООО «НГТ-Конт-

ракт», ООО НПК «ЛенПромАвтоматика», РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, Регионального центра сертификации и мониторинга качества совместно с НАМИ, ФГУП РЯЦ ВНИИЭФ. В докладах рассмотрены актуальные вопросы проектирования, строительства, эксплуатации и ремонта АГНКС, получение и применение метано-водородных смесей, перспективы развития криогенного оборудования для сжиженного природного газа,

получение моторного топлива из попутного нефтяного газа.

Участники конференции стали свидетелями подписания Меморандума о взаимопонимании и сотрудничестве между Национальной газомоторной ассоциацией (Россия), ТОО «АвтоГазАлматы» (Казахстан)

и Ассоциацией предприятий альтернативных видов топлива и энергии (Узбекистан). Стороны намерены развивать сотрудничество в области нормативно-правовой базы, программ развития парков газобаллонной техники, обмена опытом и знаниями. Стороны создают совместную рабочую группу по выработке предложений для органов государственного управления, проработке вопросов единых технических решений для газовых транспортных средств и газозаправочной техники. Особое значение придается подготовке предложений по дополнительному маршруту «Голубой коридор», который пройдет по территории России, Казахстана и Узбекистана в рамках проекта «Западная Европа – Западный Китай».

Достигнута и зафиксирована в Меморандуме договоренность о том, что ТОО «АвтоГаз Алматы» и Ассоциация предприятий альтернативных видов топлива и энергии Республики Узбекистан доверяют НП «Национальная газомоторная ассоциация» представлять их интересы в ЕЭК ООН, Международном газовом союзе (IGU), Европейском деловом конгрессе (ЕВС), Европейской газомоторной ассоциации (NGVA Europe),



Меморандум подписан!



Зарубежные партнеры

Международной газомоторной ассоциации (NGV Global), Газомоторной ассоциации Азиатско-Тихоокеанского региона (ANGVA) и других профессиональных и общественных международных организациях по вопросам использования газовых видов моторного топлива на транспорте при согласовании проектов решений с другими сторонами Меморандума.

Е. Пронин

Метан – моторное топливо № 1 в мире!

До настоящего времени сжиженный углеводородный газ (СУГ) оставался альтернативным газомоторным топливом № 1. Анализ последних данных, приводимых журналами *Petroleum Economist* и *Gas Vehicle Report*, Мировой ассоциацией использования СУГ на транспорте (WLPGA), Международным газовым союзом, Европейской газомоторной ассоциацией, НГА и др., показал, что первенству пропана на рынке альтернативных моторных топлив пришел конец. Наступила эпоха метана!

Обратимся к цифрам. В последние пять лет глобальный рынок альтернативных газовых видов моторного топлива развивался следующим образом.

1. В 2007 г. мировой парк автомобилей, использующих СУГ, насчитывал 13,7 млн ед., использующих КПГ вдвое меньше – 7,1 млн автомобилей. Основным потребителем пропана и метана на тот момент были легковые автомобили, автобусы и грузовики малой и средней пассажироместности и грузоподъемности соответственно. За прошедшие годы большинство автомобильных концернов освоило заводской выпуск машин на метане. Этого, к сожалению, не скажешь о пропане. Дальше предпродажного заводского переоборудования на некоторых заводах дело не пошло. Парк автомобилей на СУГ по-прежнему пополняется в основном за счет переоборудования в процессе эксплуатации. Автомобили, использующие СУГ, оборудованы штатными бензиновыми двигателями и на них просто «навешивают» газовую топливную аппаратуру.

Двигатели метановых автомобилей, как правило, имеют специальное исполнение. Они предназначены и сконструированы для работы на КПГ.

Потребитель газового топлива сегодня голосует в пользу заводских метановых машин. Поэтому к исходу 2011 г. мировой парк автомобилей, использующих в качестве основного топлива КПГ, СПГ и биометан, увеличился до 14 млн. На СУГ работают 17 млн машин. Количественный разрыв сокращается. Пропан продолжает оставаться популярным топливом, но темпы прироста

парка падают. Численность автомобилей на метане растет стремительно. И прежде всего за счет тяжелой техники: грузовых машин и автобусов.

2. Вторым показателем развития рынка газовых видов моторного топлива является численность АГЗС и АГНКС. По данным Мировой ассоциации использования СУГ, число заправок СУГ в мире с 2007 по 2010 г. сократилось с 51,5 тыс. до 40 тыс. Вероятно, имеются погрешности статистики. Но не принимать эти цифры в расчет – значит обманывать себя. По метану картина противоположная: в 2007 г. в мире насчитывалось 12,2 тыс. АГНКС, а к концу 2010 г. – 20 тыс.

Развитие мировой метановой инфраструктуры налицо. И это несмотря на то, что средств на строительство АГНКС нужно в среднем в 2–3 раза больше, чем на строительство АГЗС. Да и срок окупаемости инвестиций в случае с КПГ дольше, чем в случае с СУГ.

3. Основным же индикатором популярности газового топлива является не число заправочных



станций и даже не численность парка работающих на нем автомобилей, а фактический спрос. И вот тут прошедшая пятилетка преподнесла сюрприз. Произошло то, что давно прогнозировали, но ждали этого несколько позже: спрос на метановые виды автомобильного

топлива превзошел спрос на СУГ! В 2007 г. мировой транспорт потребил 29,6 млн т у.т. СУГ и 19,9 млн т у.т. метана. Расчеты специально сделаны в тоннах условного топлива, чтобы показатели были полностью сопоставимы, и читателю не пришлось заниматься пересчетами.

В 2010 г. мировому транспорту реализовано 33,2 млн т у.т. СУГ, метана – 34,3 млн т у.т., и в мировом балансе альтернативных газовых видов моторного топлива доля СУГ составила 49 %, а доля КПГ/СПГ – 51%.

Метан стал газообразным моторным топливом № 1 в мире!

Мировой рынок: наступила эпоха метана

9 ноября 2011 г. Мировое энергетическое агентство (МЭА) опубликовало очередной аналитический Обзор мировой энергетики – 2011 (World Energy Outlook 2011).

В обзоре однозначно утверждается, что наступает золотой век природного газа (ПГ). Мировые извлекаемые традиционные запасы ПГ обеспечивают его потребление нынешними темпами более чем на 120 лет вперед. Общие извлекаемые запасы (включая природный газ из традиционных месторождений, метан угольных пластов, газ плотных пород и сланцевый газ) обеспечат человечество газом на 250 лет.

Этот факт делает газовые перспективы мировой экономики более благоприятными и позволяет утверждать, что наступает золотой век природного газа! Концепция Обзора 2011 г. несколько отличается от прошлогодней. Основные положения нового газового сценария сводятся к следующему:

- К 2035 г. годовое потребление природного газа вырастет до 5,1 трлн м³.

- Доля ПГ в топливном балансе планеты увеличится с 21 % в 2010 г. до 25 % в 2035 г.

- Для удовлетворения растущей потребности в природном газе его добыча к 2035 г. должна в три раза превысить сегодняшние объемы добычи в России. Общие мировые запасы ПГ позволяют легко решить эту задачу.

- Основными регионами добычи метана будут Ближний Восток, Россия, Каспийский бассейн, Северная Америка, Китай и Африка.

- Примерно 40 % мировой добычи газа будет приходиться на нетрадиционные ресурсы ПГ в Северной Америке, Китае и Австралии.

- Стоимость ПГ из нетрадиционных источников оценивается на уровне 3–7 долл. США за 1 млн Btu.

- Объем мировой торговли метаном более чем удвоится. Дополнительные объемы газа будут

транспортировать примерно в равных объемах по газопроводам и в виде СПГ.

- Китай станет одним из крупнейших импортеров ПГ.

- Россия и страны Каспийского бассейна будут наращивать объемы поставок газа как на Запад, так и на Восток.

- Суммарные мировые инвестиции в инфраструктуру поставок газа составят примерно 8 трлн долл. США. Инвестиции в инфраструктуру других энергоносителей сократятся.

- Возникла острая необходимость финансирования сектора СПГ.

- Увеличение доли метана в мировой энергетике приведет к замещению не только части нефти, но и атомной энергии. Это в свою очередь влечет за собой риск того, что среднее долгосрочное потепление климата составит не 2 °С, а 3,5 °С. Выход на уровень 2 °С требует большей декарбонизации мировой экономики.

- По ценовым показателям природный газ более привлекателен, чем другие энергоносители. Это может спровоцировать потребление метана на уровне выше прогнозируемого в настоящее время.

По данным МЭА
Е.Н. Пронин

Португалия: Итоги заседания Рабочего комитета 5

В сентябре 2011 г. прошло очередное (5-е) заседание Рабочего комитета 5 (Использование газа) Международного газового союза в городке Пиньян (провинция Алижо, Португалия). До конца очередного трехлетнего периода осталось меньше года, а до сдачи итоговых отчетов исследовательских групп – менее полугода. Материалы исследований, включая международный Обзор по использованию природного газа в качестве моторного топлива, должен быть представлен в Секретариат комитета в начале 2012 г. Это накладывает на участников работы дополнительные обязанности по завершению написания отчета.

По сложившейся за последние два года традиции в заседании Исследовательской группы 5.3 (Использование природного газа на транспорте) приняли участие 23 эксперта из 14 стран



Председатель РК 5 МГС Татсуо Куме
(«Осака газ»)

мира. Участники представили 20 презентаций и сообщений по актуальным вопросам использования метана в качестве моторного топлива. На заседании Исследовательской группы 5.3 были сделаны предварительные выводы о перспективах развития мирового рынка

природного газа, используемого для двигателей транспортных средств.

Природный газ остается единственной альтернативой бензину и дизельному топливу, которая обладает всеми преимуществами (экологическая безопасность, дешевизна, неисчерпаемость ресурсов) над остальными. Кроме того, только природный газ может эффективно (технически и экономически) применяться практически на любых транспортных средствах и специальных машинах: от скутеров и моторкиш – до карьерных самосвалов, кораблей, самолетов, локомотивов, ледовых комбайнов, ротраков. Этого никак не скажешь о пропане, электричестве, гибридных схемах. Средние темпы прироста мирового парка метановых автомобилей в последнее десятилетие XX в. составили 15 %, а в первой декаде XXI в. они выросли до 26 %. Если принять за основу темп роста 18 %, то мировой парк автомобилей, использующих метан в качестве топлива, к 2020 г. составит 60 млн ед.

Согласно умеренному сценарию развития мировой энергетики к 2020 г. доля метана в балансе моторного топлива в Азии вырастет до 11 %, Америки – до 12 %, Европы – до 14 %.

Проблем с обеспечением транспорта природным газом не существует: извлекаемые запасы природного газа оцениваются примерно в 850 трлн м³. При сегодняшнем уровне потребления этих запасов хватит как минимум на 280 лет. 45 % этого объема приходится на нетрадиционные источники природного газа: метан угольных пластов, сланцевый газ, газ из низкопроницаемых коллекторов. Сюда же можно добавить биогаз.

С учетом роста мировых цен на нефть нетрадиционные газовые технологии становятся все доступнее. Примерно с 20 млрд м³ газа в 2010 г. мировое потребление транспортом может вырасти до 40-45 млрд м³ в 2030 г. Хотя, по мнению ИГА, потребление метана сегодня уже составляет около 30 млрд м³/год, а в перспективе до 2030 г. может достичь 60 млрд.

Основной тенденцией развития газомоторного рынка предстоящего десятилетия станет резкое увеличение применения на транспорте сжиженного природного газа (и сжиженного биометана). По мнению Информационного энергетического агентства, к 2035 г. в США 38 % топлива, используемого грузовым транспортом, будет приходиться на СПГ. Кроме магистральных грузовиков, применение СПГ (и не только в США) придется на междугородные и международные автобусы, морские суда, железнодорожные локомотивы, авиационные средства. Значительный объем потребления природного газа придется на муниципальный



Заседание РК 5.3 МГС в Пиньяне (Португалия)



Сессия Комитета 5 МГС (Использование газа)



Члены РК5 на строительстве комплекса СПГ в Миранделе



Терминал СПГ Sonorgas

транспорт и прежде всего на пассажирский: автобусы и такси. Вырастет численность парка и потребление метана коммунальной техникой.

Расширение продуктового ряда на заправочных станциях (интеграция КПГ/СПГ на традиционные АЗС) наряду с внедрением полного самообслуживания на газовых заправочных постах, дистанционного мониторинга и радиочастотной идентификации, строительство автоматических газозаправочных комплексов, работающих по безлюдной технологии, – все это ведущие тенденции развития заправочной инфраструктуры.

В новом десятилетии получат дальнейшее развитие следующие секторы газомоторной отрасли:

- производство оборудования для малотоннажного производства, хранения, транспортировки и регазификации СПГ;
- строительство мощных и особо мощных транспортных средств (не только автомобильных) на СПГ;
- применение метано-водородных

топливных смесей и смесей биометана и природного газа;

- возвращение на рынок газодизельных (включая СПГ) технологий на крупнотоннажном транспорте.

Развитие газозаправочной инфраструктуры невозможно без строительства новых комплексов для СПГ, в том числе береговых и сухопутных хабов. Сейчас в мире работает 21 завод СПГ и 62 приемных терминала, в стадии проектирования находятся 62 завода СПГ и 127 приемных терминалов. Для развития логистики СПГ получают распространение криоконтейнеры для мультимодальных перевозок метана. Голубые, зеленые, водородные и прочие коридоры (маршруты) получат дальнейшее распространение на всех континентах как одна из ведущих концепций развития экологически и экономически эффективных моделей обеспечения энергоэффективной мобильности между экономическими районами.

Одним из наиболее важных направлений работы в ближайшее десятилетие

будет оставаться развитие сотрудничества между компаниями, отраслями экономики, организациями и государствами. Разработка национальных систем законодательства и регулирования для стран, пока не имеющих таковой базы, совершенствование нормативно-правового поля там, где уже знакомы с природным газом для транспорта, а также международная омолодация нормативных требований – задачи из первых приоритетов.

В самой Португалии использование природного газа в качестве моторного топлива только начинается. Сейчас в стране работают 500 газобаллонных автомобилей, включая 350 автобусов большого и особо большого класса и 55 грузовых автомобилей. Заправка машин происходит на пяти АГНКС. В районе поселка Мирандела на условиях долевого финансирования с Европейским Союзом ведется строительство первого на севере Португалии терминала СПГ, где предусмотрена возможность заправки машин КПГ и СПГ.

Е.Н. Пронин



Газовый автобус MAN



Газовый автобус MAN особо большого класса

Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях (часть 2)

Окончание. Начало в № 5 (23) 2011 г.

З.Р. Кавтарадзе,

научный сотрудник НИИЭМ МГТУ
им. Н.Э. Баумана, к.т.н.,

Р.З. Кавтарадзе,

профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

В статье приведен критический анализ механизмов образования оксидов азота, а также методов расчета их концентрации в камерах сгорания современных поршневых двигателей, работающих на традиционных и альтернативных топливах.

Ключевые слова: механизм образования, оксиды азота, традиционные топлива, альтернативные топлива, методы расчета.

The analysis of NO-formation and methods of calculation of NO-concentration in the piston engines working on traditional and alternative fuel

The end. The beginning in № 5 (23) 2011

Z.R. Kavtaradze, R.Z. Kavtaradze

The paper presents a critical analysis of the NO-formation mechanisms, as well as methods of calculation of NO-concentration in the combustion chambers of modern piston engines operating on conventional and alternative fuels.

Keywords: mechanism of formation, nitrogen oxides, traditional fuels, alternative fuels, the methods of calculation.

Методы расчета концентрации NO_x в камере сгорания поршневого двигателя

Одной из первых попыток расчета NO_x в поршневых двигателях является работа A.Schröder [33]. В расчетах учитывалось изменение средней по объему цилиндра температуры, полученной на основе однозонной модели, в которой нет разделения объема на зоны сгоревшей и несгоревшей смесей. Кроме того, модель не учитывает кинетику химической реакции. В результате была получена полуэмпирическая формула для определения концентрации NO_x в зависимости от средней по объему температуры газа. Аналогичный подход используют K.J. Wu и R.C. Peterson [34], которые простую экспоненциальную формулу для расчета концентрации NO_x , полученную на основе опытов, включили в общую программу расчета рабочего процесса.

Ограниченность таких подходов очевидна. W.Wachter и др. [35] сделали попытку расширения и модификации однозонной модели для расчета температуры в зоне горения путем введения граничных условий, согласно которым коэффициент избытка воздуха в зоне горения $\alpha_v = 1$. Температура в таких стехиометрических зонах превышает среднюю по объему цилиндра температуру и используется для расчета концентрации NO_x . Состав смеси в цилиндре определяется на основе гипотезы мгновенного перемешивания сгоревшей и несгоревшей частей заряда, что соответствует однозонной модели. Учитывалась также диссоциация продуктов полного сгорания CO_2 и H_2O , а теплофизические свойства газов определялись по данным [20].

Подробное описание одно-, двух- и многозонных моделей рабочего процесса поршневых двигателей с внутренним и внешним смесеобразованием изложено в [1]. Подчеркивается, что однозонную модель следует использовать только для расчета эффективных показателей рабочего цикла. Для химических реакций образования NO_x необходимо знание максимальных локальных температур рабочего тела, которые могут отличаться в 2-2,5 раза от средней по объему температуры, рассчитанной с помощью однозонной модели.

Двухзонные модели не позволяют определить локальную температуру газа в объеме цилиндра, но дают возможность вычислить температуру продуктов сгорания и более точно, чем однозонные модели, определить концентрацию NO_x .

Одной из первых двухзонных моделей является модель, предложенная G.Krassing [36] и использованная позже в [20]. Для каждой зоны применяются уравнения сохранения энергии (первый закон термодинамики), массы и состояния. В результате решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений получают изменение температуры по времени для двух условных зон: зоны с

еще несгоревшей топливовоздушной смесью (ТВС) и зоны с продуктами сгорания. Последняя предназначена для расчета концентрации NO_x . Масса заряда в обеих зонах определяется с учетом количества сгоревшего топлива и изменения мгновенного коэффициента избытка воздуха $\alpha_b=f(\tau)$ в зоне сгорания. При задании $\alpha_b=f(\tau)$ принимается, что в этой зоне сгорание начинается при обогащенной смеси ($\alpha_b=0,7$). В результате этого предположения кривая тепловыделения в зоне со сгоревшей смесью двухзонной модели может расходиться с кривой тепловыделения однозонной модели, что при правильно заданных условиях не должно быть.

Эти предположения используются и в других двухзонных моделях, в частности, в работе [1], в которой учитывается теплообмен не только между газом и стенками цилиндра, но и между зонами. Учет теплообмена усложняет задачу, так как возникает необходимость определения площади поверхности соприкосновения зон (площадь теплообмена), которая в течение сгорания меняется, принимая нулевое значение в начале и в конце процесса. В [1, 20, 23, 37] допускается, что отношение площадей обеих зон соответствует отношению их же объемов. Если рассматривается гетерогенное горение традиционного дизельного топлива, возникает необходимость расчета площадей поверхностей взаимообмена излучением (угловые коэффициенты), значения которых меняются в зависимости от перемещения поршня [37]. Учет конвективных и радиационных тепловых потоков между зонами [1, 23, 37] повышает достоверность определения температуры продуктов сгорания в зоне со сгоревшей смесью и, как результат, достоверность расчета концентрации NO_x .

В этом смысле двухзонная модель, предложенная M.Ishida и др. [38], заметно уступает моделям G.Krassing [20, 36] и МГТУ им. Н.Э. Баумана [1, 24], так как теплообмен между зонами, а также со стенками не учитывается, и изменение состояния в обеих зонах рассматривается как адиабатическое. Разделение камеры сгорания на две зоны происходит по зональным массам. Масса в зоне со сгоревшей смесью, в отличие от [20, 36], определяется с помощью постоянного для данного режима коэффициента избытка воздуха $\alpha_b=const$ и доли сгоревшего топлива, полученной из функции тепловыделения для однозонной модели. Величина $\alpha_b=const$ в зоне горения для каждого режима устанавливается путем итераций, исходя при этом из измеренных концентраций NO_x . Модели M.Ishida и др. [38], а также G.Krassing [20, 36] основаны на расширенном механизме Зельдовича. Отсутствие реальной закономерности в виде функции $\alpha_b=f(\tau)$ снижает надежность этих моделей, особенно при прогнозировании концентрации NO_x для новых, проектируемых двигателей. Модель [38], которая исходит из измеренных концентраций NO_x , больше подходит для определения температуры в зоне

горения, то есть для решения обратной задачи, позволяющей определить не концентрацию NO_x , как функцию температуры, а наоборот температуру как функцию концентрации NO_x .

Дальнейшее развитие двухзонные модели нашли в работах G.Heider [6, 39], выполненных в институте двигателей Мюнхенского технического университета. При принятии для данного рабочего цикла в зоне горения $\alpha_b=const$ и определении массы топлива в этой зоне по закону тепловыделения, массы в ней, а также в зоне с несгоревшей смесью определяются однозначно. Разница между температурами зон с несгоревшей T' и сгоревшей T'' смесями максимальна в начале сгорания вследствие большой разницы между температурами пламени и воздуха в зоне с несгоревшей смесью. Дальше эта разность зависит от доли теплоты, передаваемой из зоны со сгоревшей смесью в зону с несгоревшей. Обмен энергиями между зонами учитывается эмпирическими коэффициентами, а разность зональных температур вычисляется для каждого угла поворота коленчатого вала (ПКВ) φ с помощью формулы

$$T''(\varphi) - T'(\varphi) = A^* B(\varphi), \quad (15)$$

$$\text{где } A^* = A \frac{1,2 + (\alpha_b^{\Sigma} - 1,2)^C}{2,2\alpha_{b0}}, \quad B(\varphi) = 1 - \frac{\int_{\varphi_{нс}}^{\varphi} [p(\varphi) - p_0(\varphi)] m'' d\varphi}{\int_{\varphi_{нс}}^{\varphi_{о.вып}} [p(\varphi) - p_0(\varphi)] m'' d\varphi}.$$

Здесь A – постоянный коэффициент для данного двигателя; $\varphi \in [\varphi_{нс}, \varphi_{о.вып}]$ – текущий угол поворота коленчатого вала; $\varphi_{нс}$ – угол ПКВ, соответствующий моменту начала сгорания; $\varphi_{о.вып}$ – угол ПКВ, соответствующий моменту открытия выпускного клапана; α_b^{Σ} – суммарный коэффициент избытка воздуха; α_{b0} – коэффициент избытка воздуха в зоне горения; $p(\varphi)$ и $p_0(\varphi)$ – текущие давления в цилиндре при сгорании и без сгорания (режим прокрутки) соответственно; m'' – масса в зоне сгоревшей смеси.

Коэффициент A вычисляется с помощью итераций при известных из опыта тепловыделении и концентрации NO_x (см. табл. 2). Для дизелей малых и средних размеров с закруткой заряда следует принимать $\alpha_{b0}=1$. Кроме того, $C = 0,15$ – для дизелей с четырьмя клапанами на цилиндр и центральным расположением форсунки, $C = 0,07$ – для дизелей с двумя клапанами на цилиндр и боковым расположением форсунки. Для дизелей больших размеров без закрутки $\alpha_{b0}=1,03$, а в случае рециркуляции отработавших газов $\alpha_{b0}=1,03-0,24 \frac{z}{100}$, $A^*=A=const$, где z – степень рециркуляции (отношение количества рециркулируемых газов к количеству свежего заряда в процентах). Для бензиновых двигателей G.Heider рекомендует принять $\alpha_{b0} = \alpha_b^{\Sigma}$ и $A^* = const$ [6]. С помощью этих эмпирических коэффициентов учитывается турбулентное перемешивание зон в зависимости от развития процесса сгорания, а также

Эмпирические коэффициенты из (15) в зависимости от исследуемого дизеля и используемого топлива [6]

ДВС	D, мм	S, мм	n, мин ⁻¹	ε	Число цилиндров	Тактность	Закрутка	α _{во}	Топливо	A, К
1	80	96	4000	20	4	4	+	1,0	ДТ	1650
2	128	142	2100	16	1	4	+	1,0	ДТ	1740
3	160	180	1500	14	1	4	+	1,0	ДТ	1580
4	240	300	900	14	6	4	+	1,0	ДТ	1530
5	400	540	514	14	6	4	-	1,03	ДТ ТДТ	1540 1610
6*	480	600	450	14	6	4	-	1,03	ТДТ	1615
6**	480	600	450	14	6	4	-	1,03	ТДТ	1650
7	580	1700	127	17	7	2	-	1,03	ТДТ	1655

Примечание. ДТ – дизельное топливо; ТДТ – тяжелое дизельное топливо; * – ДВС с оптимальными вредными выбросами; ** – ДВС с оптимальным расходом топлива.

конвективный и лучистый теплообмен между ними. Для расчета концентрации NO_x G.Heider использует расширенный механизм Зельдовича (5)-(7) [Формулы (1)-(14) см. часть 1 // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 5 (23). – С. 65-71].

Двухзонная модель В.Hohlbaum [40], в которую включены подмодели распыливания топлива и перемешивания зон, представляет собой дальнейшее развитие двухзонной модели W.Kleinschmidt [19]. Как и в других рассмотренных выше моделях, здесь для обеих зон применяется первый закон термодинамики, а изменение коэффициента избытка воздуха α_в=f(τ) в зоне сгоревшей смеси принимается таким же, как и в модели G.Krassing [20, 36], и определяется распределением масс по зонам. Модель В.Hohlbaum [40] учитывает разделение теплоты, передаваемой стенкам камеры, на две части: зону реакции (зона сгоревшей смеси) и зону несгоревшей смеси. При этом предполагается, что доля теплового потока от сгоревшей смеси в суммарном тепловом потоке меняется соответственно массе смеси, и в начале сгорания, когда эта масса мала, сгорание получается почти адиабатическое. Таким же образом доля теплового потока несгоревшей смеси в суммарном тепловом потоке к концу сгорания стремится к нулю в результате уменьшения массы смеси до нулевого значения.

Концентрация NO_x оценивается на основе рассчитанных зональных температур, при этом процессы сгорания и образования NO в зоне горения описываются 20 реакциями, предложенными W.Kleinschmidt [19]. Из них 9 реакций (см. табл. 1, часть 1) относятся к механизму образования NO. Примечательно, что В.Hohlbaum сделал попытку расширить возможности двухзонной модели и учесть в расчетах процесс распыливания топлива [40].

Двухзонные модели по своей сущности больше подходят двигателям с искровым зажиганием, в которых фронт

пламени действительно делит камеру сгорания на две части – со свежим зарядом и продуктами сгорания. Поэтому необходимость расширения двухзонных моделей особенно важна для дизелей, в которых деление камеры сгорания на две зоны носит чисто условный характер и его следует рассматривать, прежде всего, как концептуальный подход. Сущности дизельного процесса больше отвечает концепция многозонной квазимерной модели, которая по сравнению с нульмерными (одно- и двухзонными) моделями относится к более высокому иерархическому уровню.

Многозонные квазимерные модели стали развиваться в последние 15-20 лет [24, 41-45]. К первым следует отнести работу Н.Hiroyasu и Т.Kadota [46], которая нашла дальнейшее развитие в более поздних работах Н.Hiroyasu [42-44], известных как пакетные модели. В этих моделях топливная струя делится на множество отдельных зон, называемых пакетами, каждый из которых рассматривается как контрольный объем, для которого соблюдаются законы сохранения энергии и массы. Внутри каждого пакета происходят процессы испарения капель, сгорания и образования NO. Однако в отдельных пакетах, которые рассматриваются как адиабатические, не учтены теплообмен и горение топлива. Видимо этим объясняется то, что модель Н.Hiroyasu [42-44] дает высокую температуру в зоне сгорания ~ 3800 К, однако она предлагает правильную тенденцию влияния различных параметров на образование NO, но точность полученных результатов оставляет желать лучшего. Аналогично можно сказать и о более поздней модели G.Weisser и K.Boulouchos [41]. Пакетная модель Н.Hiroyasu практически без особых изменений применяется и в более поздних работах G.Stiesch [45].

Активные исследования вредных выбросов поршневыми двигателями начались в СССР в 70-е гг. прошлого века и развиваются в настоящее время в России.

Следует назвать основополагающую работу В.А. Звонова [47], а также более поздние работы его сотрудников [48-50]. Критический анализ работ этой группы позволяет сделать следующие замечания.

1. В работе [47] применяется не расширенный, а классический механизм Зельдовича (5), (6) без учета реакции (7), в частности, роли радикала OH в образовании NO . При этом подчеркивается, что реакция между атомарным азотом N и радикалом OH вносит некоторый дополнительный вклад в образование NO только в двигателях с электрическим зажиганием, в дизелях оказывает незначительное влияние. В качестве аргумента приводится работа I.M. Khan и др. [51]. Более поздние исследования [16, 52] не подтверждают этот факт и не считают тип двигателя признаком для выбора механизма образования NO , поэтому в любом случае предполагают применение расширенного механизма Зельдовича или более развитого механизма (см. табл. 1, часть 1) с последующей оценкой роли каждой из реакций.

2. Одновременно с классическим механизмом Зельдовича в [47] рассматривается бимолекулярный механизм образования оксида азота по реакции (1). Сравнивая между собой эти два подхода, можно сделать вывод, что для расчета процесса образования NO в поршневых двигателях следует учитывать либо две реакции (5) и (6) классического механизма Зельдовича, либо три реакции: две реакции (5) и (6) классического механизма Зельдовича и бимолекулярную реакцию (1) [47]. Однако, как отмечалось выше, еще Я.Б. Зельдовичем [2] было указано, что эти два механизма несовместимы. Более того, именно несостоятельность бимолекулярного механизма обусловила применение Я.Б. Зельдовичем реакций (5) и (6) цепного механизма. Вполне возможно, что пренебрежение реакцией (7) с участием радикала OH приводит к погрешностям, компенсируемым введением бимолекулярной реакции, применение которой в любом случае неоправданно. Заметим также, что в одной из работ [53] для исследования образования оксидов азота в бензиновом двигателе используется только бимолекулярная реакция (1), что принципиально неверно с точки зрения теории Семенова-Зельдовича.

3. Для бензинового двигателя с внешним смесеобразованием разработана многозонная модель (50 зон в камере сгорания), учитывающая неоднородное распределение топлива по зонам в соответствии с нормальным законом распределения (закон Гаусса), а для дизелей предложена двухзонная модель [47]. Такой же подход используется и в более поздних работах [48, 50]. В связи с этим возникает ряд вопросов. Не обоснована сильная гетерогенность смеси в бензиновых двигателях (еще и в карбюраторных) к моменту зажигания. В этих двигателях смесеобразование начинается во впускной системе (карбюратор, впускные

трубопровод и коллектор) и продолжается в цилиндре на тактах впуска и сжатия, то есть времени для гомогенизации смеси более чем достаточно. Поэтому такое неравномерное распределение топлива в цилиндре двигателя ВАЗ 2106, когда для отдельных зон коэффициент избытка воздуха, как это следует из [48], изменяется по закону Гаусса в пределах $\alpha_{\text{в}} \in [0,6-1,4]$, необъяснимо. Действительно, трудно согласиться со следующей аргументацией [47, 48]: то, что в карбюраторных двигателях на некоторых режимах часть топлива поступает в виде жидкой пленки или неиспарившихся капель, является доказательством гетерогенности бензино-воздушной смеси к моменту зажигания. Заметим, что для испарения этих капель времени более чем достаточно – это продолжительность процессов впуска (полностью) и сжатия (почти полностью), то есть почти половина рабочего цикла. Кроме того, жидкая пленка во впускной системе – явление аномальное, тем более что для его устранения существуют различные способы. Малоубедительно также утверждение о том, что экспериментально установленное наличие свободного кислорода в отработавших газах на режиме $\alpha_{\text{в}} < 1$ является доказательством гетерогенности смеси. Следует иметь в виду, что гомогенная смесь – понятие феноменологическое, и его не следует понимать на молекулярном уровне. Для описания гетерогенности смеси на молекулярном уровне количество зон будет исчисляться миллионами (в работах [47, 48] число зон 50). При сгорании в условиях недостатка кислорода ($\alpha_{\text{в}} < 1$) оксид углерода CO образуется не только из-за неполного сгорания, но и из-за диссоциации продукта полного сгорания $2\text{CO}_2 \leftrightarrow 2\text{CO} + \text{O}_2$, которая происходит при высоких температурах. Выделенный при этом O_2 может быть тем самым свободным кислородом в отработавших газах, о котором идет речь в [47]. В бензиновых двигателях при $\alpha_{\text{в}} < 1$ в выпускных газах все равно присутствует определенное количество кислорода. На этом и основан принцип работы λ -зонда, который при $\alpha_{\text{в}} < 1$, реагируя на концентрацию O_2 в отработавших газах, с помощью электронной системы управления делает смесь стехиометрической ($\alpha_{\text{в}} = 1$) и тем самым создает благоприятное условие для работы катализатора.

4. В работах [47, 48] нет обоснования распределения коэффициента избытка воздуха по объему камеры сгорания в соответствии с законом нормального распределения (Гаусса), а не с другими законами. Пример распределения капель топлива по закону Розина-Рамлера [1] показывает, что не все процессы в поршневых двигателях соответствуют нормальному закону распределения. Кроме того, приводит к неправильным выводам утверждение о том, что расчеты по пяти вариантам случайного распределения зон показали, что характер их распределения практически не влияет на результаты [48].

5. Многозонная модель [47, 48] не приспособлена для расчета рабочего цикла с гомогенной смесью, так как требует задания распределения коэффициента избытка воздуха в объеме камеры сгорания по закону Гаусса (или по другому закону).

6. В работах [47, 48, 50] не учтен теплообмен между отдельными зонами, и процессы в них рассматриваются как адиабатические, что вносит погрешности при расчете зональных температур и, как следствие, концентрации NO. Учет теплообмена со стенками камеры, осуществляемый по известной формуле Вошни, что в [28] преподносится как усовершенствование многозонной модели [47], практически не влияет на величину концентрации NO. Формула Вошни, как и другие известные формулы коэффициента теплоотдачи, не приспособлена для многозонной модели [37], кроме того, она содержит среднюю объемную температуру газа в цилиндре, которая для расчета концентрации NO непригодна.

7. В работах [47, 48] для расчета концентрации NO в продуктах сгорания бензинового двигателя используется многозонная модель, а в [48, 50] для дизелей применяется двухзонная. Конечно, для дизелей можно успешно использовать и двухзонную модель [6, 39], однако применение многозонной модели в бензиновых двигателях целесообразно при непосредственном впрыске, но такие двигатели в [47, 48] не исследуются.

Несмотря на эти замечания, сделанные с точки зрения современного состояния теории поршневых двигателей, следует сказать о тех заслугах, которые принадлежат автору книги [47] и самой книге. В СССР эта книга (первое издание вышло в 1973 г.) была по существу первым исследованием, положившим начало изучению экологических проблем поршневых двигателей. К сожалению, последователи В.А. Звонова в этом направлении [48, 50], особенно в области исследования оксидов азота на основе двух- и многозонных моделей, существенного прогресса не добились и остались на уровне теории, изложенной в книге [47].

Цикл интересных работ по исследованию концентрации NO в дизелях с учетом неоднородности температурных и концентрационных полей в цилиндре был проведен В.И. Смайлисом [54]. Эти поля были получены по результатам экспериментальных исследований на специальной установке «Призма». Оптическое индистрирование с применением газового лазера ЛГ-56 проводилось на дизеле с «цилиндром» призматической формы с сечением $5,5 \times 10$ см и соответствующим поршнем (ход поршня $S=10$ см). Призматический «цилиндр» имел два окна широкого обзора из кварцевого стекла для визуализации всего объема камеры сгорания. За один пуск двигателя ($n=1500$ мин⁻¹, $p_c=3-4$ МПа, $p_z=5-6$ МПа, $p_e=0,5-0,6$ МПа) осуществлялись 500-800 рабочих циклов, после чего кварцевые

окна очищались. Скоростная киносъемка (частота кадров 5000 с⁻¹) с использованием метода цветовой температуры позволила автору определить температуру в отдельных локальных зонах камеры сгорания, которая потом была использована для расчета концентрации NO. Было установлено, что основная масса (до 80-96 %) NO образуется в небольших по объему высокотемпературных зонах (слои), охватывающих не более 25 % массы заряда. Однако модель В.И. Смайлиса [54] основана на двух реакциях (5) и (6) классического механизма Зельдовича и на реакции диссоциации $2NO \leftrightarrow N_2 + O_2$, в результате которой, по мнению автора, происходит снижение концентрации NO от 5...10 % до 2..3 раз. Однако такое снижение концентрации NO вероятно при устранении процесса «закалки» или при «мягкой закалке» NO, что возможно только за счет сильного уменьшения скорости отвода теплоты из высокотемпературных зон в процессе расширения. Осуществить это на реальном двигателе довольно сложно. Не учитывается также роль радикала OH в образовании NO. Рассматривая известный «конфликт» между концентрацией оксида азота и удельным расходом топлива g_e , В.И. Смайлис исходит из термодинамической закономерности

$$\frac{[NO]}{\eta_i} \rightarrow \text{const}, \quad (16)$$

где η_i – индикаторный КПД двигателя.

Термодинамический принцип организации рабочего цикла дизеля предусматривает получение максимальной среднемассовой температуры T_m в цилиндре при минимальной неравномерности локальных температур T_i . Математическая формулировка этого принципа основана на том, что в силу термической природы скорость реакции образования NO подчиняется закону Аррениуса, где доминирует экспоненциальная зависимость от температуры

$$\int_0^m e^{-\frac{E}{RT_i}} dm - m e^{-\frac{E}{RT_m}} \rightarrow \min. \quad (17)$$

Разность этих двух величин в реальных условиях всегда существует и может достигнуть нескольких порядков ($T_i > T_m$). Очевидно, что NO всегда образуется больше в неравномерном поле температур, чем в равномерном с температурой T_m по всей массе m . Практика подтверждает также эффективность снижения концентрации NO путем снижения среднемассовой температуры T_m . Для практической реализации условия (17) предлагается оптимизация смесеобразования в разные периоды сгорания за счет направленного (вытеснение, вращение) или беспорядочного (турбулизация) движения заряда, изменения параметров сопла и закона топливopодачи. Видно, что основная идея снижения концентрации NO, предложенная в [54], довольно близка к основному принципу HCCI-процесса.

В работе В.М. Фомина [55] в целях поиска оптимального соотношения концентрации NO и g_e или η , используется возможность воздействия на кинетический механизм реакции горения путем введения малой дозы водорода в дизельное топливо. Было установлено, что малое содержание водорода в топливе (не более 0,1 %) не приводит к заметному увеличению тепловыделения и не дает чрезмерного возрастания максимальной температуры цикла. Зато сокращается период задержки воспламенения, соответственно тепловыделение в кинетической фазе сгорания снижается, а в диффузионной фазе увеличивается. Это приводит к снижению температурной неоднородности смеси вследствие расширения пределов ее воспламенения. Несмотря на более однородное распределение локальных температур при добавке водорода, снижению концентрации NO препятствует рост максимальной температуры цикла, однако наличие водорода может инициировать выгорание твердых частиц сажи на завершающей стадии цикла.

Отдельно следует выделить ряд известных монографий и учебников по фундаментальным вопросам горения и тепловыделения в поршневых двигателях, в которых наличие NO в продуктах сгорания рассматривается как нежелательный факт, однако, методы для его прогнозирования и расчета концентрации NO не рассматриваются [56-59]. Для известной книги А.Н. Воинова [56] это может быть объяснено относительной неактуальностью проблемы для того периода. В первом издании [57] своей работы Н.Ф. Разлейцев ограничивается только кратким рассмотрением классического механизма Зельдовича, а в последующих переработанных изданиях [58, 59] и того не приводит, рассматривая при этом оптимизацию сгорания только с точки зрения тепловыделения (КПД двигателя). К таким исследованиям можно отнести и работу В.М. Махова [60], разработавшего оригинальную макрокинетическую модель сгорания в дизеле на основе фундаментальной теории Я.Б. Зельдовича, в частности, путем введения понятия изостехиометрической поверхности. Принимается, что безразмерная концентрация топливного факела плавно меняется от единицы в ядре факела (чистое топливо без примесей воздуха) до нуля у стенки камеры сгорания (чистый воздух без примесей топлива). При этом пренебрегают разрывами в изменении концентрации на поверхности капель топлива, имеющими место в реальном процессе, в особенности при отсутствии испарения капель. Из этого следует, что локальный коэффициент избытка воздуха в камере сгорания тоже меняется плавно от $\alpha_b = 0$ до $\alpha_b \rightarrow \infty$. В промежутке этих значений существуют непрерывные замкнутые поверхности с постоянными коэффициентами избытка воздуха $0 < \alpha_b = \text{const} < \infty$, в том числе и изостехиометрическая поверхность $\alpha_b = 1$. При применении константы

интегральной скорости реакции сгорания задачи моделирования процесса сгорания, в частности, тепловыделения, практически сводятся к отысканию положения и величины этой поверхности [60]. К сожалению, вопрос о включении в данную модель механизма образования NO в [60] не затрагивается.

Большая группа работ, посвященных вопросам снижения концентрации NO, относится либо к конкретным двигателям, например, КАМАЗ [61], ЯМЗ [62], либо к конкретным методам, например, рециркуляции отработавших газов [63]. Последний, как известно, в современных поршневых двигателях находит широкое применение. Заметим, что при рециркуляции уменьшается теплота, введенная за цикл, и как следствие снижается его максимальная температура. Следует подчеркнуть, что аналогичное обеднение смеси добавкой воздуха приводит к такому же снижению температуры, однако, при этом растет количество кислорода в продуктах сгорания, что способствует образованию NO, а при рециркуляции концентрация O_2 в продуктах сгорания не меняется. Таким образом, интенсивное подавление образования NO при рециркуляции отработавших газов связано со снижением температуры газов в процессе сгорания при неизменной концентрации кислорода в продуктах сгорания. Это является преимуществом рециркуляции перед обеднением смеси, приводящим к росту концентрации NO.

Анализ методов воздействия на рабочий процесс поршневых двигателей, работающих на традиционных или альтернативных топливах, в целях снижения концентрации NO в выпускных газах является отдельной темой. Эти методы подробно изложены в работах В.А. Звонова и др. [66], К.А. Морозова [67], В.А. Маркова и др. [68], А.Р. Кульчицкого [69], А.И. Гайворонского и др. [70], Н.Н. Патрахальцева [71], а также в [64, 65]. В них приведены и обобщены результаты исследования образований NO, полученные за последние годы. Они характеризуются большой информативностью и ясным изложением прикладных вопросов по применению известных моделей рабочего процесса, механизмов образования оксидов азота, способов снижения концентрации NO, устройств и принципов работы ряда приборов для измерения концентрации NO_x . Из зарубежных работ данного направления следует также отметить исследования G.Zitzler [72] и M.Prager [73], в которых проанализировано образование NO_x в двухтопливных двигателях, когда в качестве основного топлива используются метан или различные синтез-газы, а воспламенение происходит с помощью запальной дозы дизельного топлива.

В ряде случаев для расчета концентрации оксидов азота в продуктах сгорания используются экспоненциальные соотношения типа уравнения Аррениуса (3), где используется максимальная, усредненная по объему цилиндра,



температура T_z . Эмпирические коэффициенты в этих уравнениях получены для определенных конкретных случаев и не обобщены для других типов двигателей. Очевидно, что их достоверность невысока, и они могут быть использованы только для приближенной оценки образования NO в поршневых двигателях. Примеры таких эмпирических выражений рассмотрены в [64, 65].

Анализ научно-технической литературы по образованию оксидов азота, а также по методам расчета их концентрации в продуктах сгорания поршневых двигателей, работающих на традиционных и альтернативных топливах, позволяет сделать следующие выводы:

1. При сжигании традиционных и альтернативных топлив, когда окислителем является воздух, из-за высоких температур сгорания практически неизбежно образование различных соединений азота с кислородом.

2. Экологические характеристики поршневых двигателей решающим образом зависят от содержания в продуктах сгорания оксидов азота NO_x , которые своим вредным воздействием на человека, флору и фауну существенно превосходят другие возможные вредные компоненты. Поэтому снижение концентрации NO_x в выпускных газах является одной из самых актуальных задач, стоящих перед разработчиками современных поршневых двигателей, в том числе и работающих на альтернативных топливах.

3. Концентрация оксидов азота в продуктах сгорания зависит, прежде всего, от качества рабочего процесса. Большое число факторов (конструкционные, регулировочные, эксплуатационные), влияние которых сложно, а зачастую противоречиво, обуславливает необходимость проведения исследовательских работ, связанных с большими расходами и длительными сроками. В связи с этим актуальными являются создание и развитие методов расчета концентрации NO_x , внедрение которых существенно снизит объем финансирования и сроки исполнения при создании новых и при доводке существующих двигателей.

4. Математические модели для исследования снижения концентрации NO_x должны основываться на надежной модели расчета температур цикла, определяющих количество NO, использовании хорошо проверенного механизма образования NO и возможности исследовать влияние различных параметров рабочего цикла на величину концентрации NO_x .

5. Наибольшее распространение при исследовании концентрации NO_x в поршневых двигателях, работающих на традиционных и альтернативных топливах, как за рубежом, так и в России находят нульмерные (двухзонные и многозонные) и многомерные (в основном трехмерные) модели.

6. Относительная простота двухзонных моделей является их основным преимуществом. Несмотря на то, что по своей сущности эти модели больше подходят к физическим процессам в двигателях с внешним

смесеобразованием и искровым зажиганием, концептуальный подход на их основе успешно используется для расчета образований оксидов азота и в двигателях с внутренним смесеобразованием.

7. Для двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива более целесообразно использование многозонных моделей, составленных из подмоделей впрыскивания, испарения и сгорания топлива и относящихся к квазимерным моделям. Однако большинство используемых в настоящее время многозонных моделей обычно основано на идеализированных допущениях, таких, как, например, адиабатическое изменение параметров в зонах, отсутствие обмена энергии между ними, теплообмена со стенками камеры сгорания и т.п. Это, конечно, снижает достоверность полученных значений локальных температур и, как следствие, рассчитанных концентраций NO_x .

8. Наиболее точные результаты при расчетах концентрации NO_x дают трехмерные модели рабочего процесса, основанные на современных CFD-кодах с применением детальных или глобальных механизмов образования оксидов азота. При этом требуется тщательный анализ различных вариантов для выбора модели турбулентности, а также модели турбулентного горения с учетом специфических условий камеры сгорания исследуемого двигателя.

9. Анализ механизмов образования оксида азота показывает, что численные значения скоростей реакций, рассчитанные по кинетическим уравнениям, составленным на основе бимолекулярной реакции соединения азота с кислородом, не согласуются с экспериментальными данными. В связи с этим следует использовать цепной механизм образования оксидов азота. Из существующих схем, основанных на цепном механизме образования NO и проанализированных в данной статье, наиболее распространенной для поршневых двигателей является схема, соответствующая расширенному термическому механизму Зельдовича. Образованное по этому механизму количество так называемого термического NO существенно превышает количество «быстрых» и топливных NO. Константы скорости реакции должны быть выбраны с учетом тех реальных условий, которые имеют место при сгорании в дизелях. Следует подчеркнуть, что термический механизм Зельдовича успешно используется как в случае традиционных, так и в случае альтернативных топлив.

10. Детальные кинетические механизмы независимо от числа промежуточных реакций практически всегда содержат реакции образования NO Семенова–Зельдовича. Эти механизмы наиболее подробно исследованы для газообразных топлив, в частности, водорода и метана. Для традиционных жидких топлив (бензин, дизельное топливо) строго установленных и общепринятых механизмов в настоящее время пока нет, поэтому находят применения механизмы, разработанные для модельных топлив.

Литература

- 33. Schröder A.** Vorschlag eine Methode zur Berechnung der Stickoxid-Emission von Dieselmotoren: Dissertation. TU – Braunschweig, 1975. – 136 s.
- 34. Wu K.J., Peterson R.C.** Correlation of Nitric Oxide Emission from a Diesel Engine With Measured Temperature and Burning Rate // SAE Paper. – 1986. – № 861566. – 16 p.
- 35. Wachter W., Fessler H., Gstrein W.** Wege zum verbrauchs-günstige «Low-NO_x» Dieselmotor für Nutzfahrzeuge // MTZ. – 1992. – № 5. – S. 232-239.
- 36. Krassing G.** Die Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. Habilitationsschrift. TU – Graz, 1976. – 220 s.
- 37. Кавтарадзе П.З.** Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Второе издание. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
- 38. Ishida M., Ueki H., Yoshimura Y., Matsumura N.** Studies on Combustion and Exhaust Emission in a High Speed DI Diesel Engine // SAE Paper. – 1990. – № 901614. – 18 p.
- 39. Heider G.** Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren: Dissertation. TU – München, 1996. – 146 s.
- 40. Hohlbaum B.** Beitrag zur rechnerischen untersuchung der Stickstoffoxid – bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren: Dissertation. TU – Karlsruhe, 1992. – 118 s.
- 41. Weisser G., Boulouchos K.** NOEMI-Ein Werkzeug zur Vorabschätzung der Stickoxidemissionen direkteinspritzender Dieselmotoren // Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. 5. Tagung: Mitteilungen des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (Graz). – 1995. – Heft 67. – 18 s.
- 42. Hiroyasu H.** Diesel Engine Combustion and its Modelling // Proc. Inter. Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines. – Tokyo, 1985. – 16 p.
- 43. Nishida K., Hiroyasu H.** Simplified Three-Dimensionale Modelling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine // SAE Paper. – 1989. – № 890269. – 24 p.
- 44. Hiroyasu H., Kadota T., Arai M.** Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emission // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol.26. Part 1: Combustion Modeling. – P. 569-575. – Part 2: Computational Procedure and Parametric Study. – P. 576-583.
- 45. Stiesch G.** Modeling Engine Spray and Combustion Processes. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2003. – 270 p.
- 46. Hiroyasu H., Kadota T.** Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engine // SAE Paper. – 1976. – № 760129. – 26 p.
- 47. Звонов В.А.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981. – 159 с.
- 48. Козлов А.В.** Теоретические оценки показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле: Дис. докт. техн. наук. – Москва, 2004. – 332 с.
- 49. Звонов В.А.** Образование загрязнений в процессах сгорания. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1998. – 126 с.
- 50. Теренченко А.С.** Экологическая безопасность автомобильных дизелей в полном жизненном цикле: Дис. канд. техн. наук. – Москва, 2003. – 146 с.
- 51. Khan I.M., Greeves G., Wang C.H.** Factors Affecting Smoke and Gaseous Emissions From Direct Injection Engines and a Method of Calculation. // SAE Paper. – 1973. – № 730169. – 23 p.
- 52. Baulch D.L., Cobos C.I., Cox A.M. et al.** Compilation of rate data for combustion modeling // Supplement I.J. Phys. Chem. – 1991. – Ref. Data 22, № 847. – P. 226.
- 53. Малахов В.Н.** Исследования образования окислов азота в цилиндре карбюраторного двигателя: Дис. канд. техн. наук. – Киев, 1974. – 156 с.
- 54. Смайлис В.И.** Теоретические и экспериментальные основы создания малотоксичных дизелей: Дис. докт. техн. наук. – Ленинград, 1988. – 346 с.
- 55. Фомин В.М.** Водородная энергетика автомобильного транспорта. Москва, изд-во РУДН, 2006. – 334 с.
- 56. Воинов А.Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
- 57. Разлейцев Н.Ф.** Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
- 58. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Шеховцов А.Ф. и др.** Современные дизели: Повышение топливной экономичности и длительной прочности. – Киев: изд-во, Техника, 1992. – 272 с.
- 59. Абрамчук Ф.И., Крутов В.И., Шеховцов А.Ф., Разлейцев Н.Ф. и др.** Процессы в перспективных дизелях. – Харьков: изд-во «Основа» при Харьковском университете, 1992. – 352 с.
- 60. Махов В.З.** Процессы сгорания в двигателях (с воспламенением от сжатия). – М.: Изд-во МАДИ, 1980. – 76 с.
- 61. Хамидулин И.Ю.** Проблемы и обеспечение экологичности дизельных двигателей КамАЗ на уровне мировых стандартов (Евро-1 и Евро-2): Дис. канд. техн. наук. – Казань, 2001. – 50 с.
- 62. Желтяков В.Т., Субботин Ю.Г., Григорьев М.А.** Новые дизели ЯМЗ // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 9. – С. 10-13.
- 63. Schneider W., Stöckli M., Lutz T., Eberle M.** Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. – S. 588-599.
- 64. Кавтарадзе З.Р.** Снижение концентрации оксидов азота в продуктах сгорания быстроходного дизеля путем усовершенствования рабочего процесса. Дис. канд. техн. наук. – Москва, 2006. – 189 с.
- 65. Кавтарадзе П.З.** Влияние вида газообразного топлива на экологические показатели дизеля, конвертированного в двухтопливный двигатель // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 1 (19). – С. 57-62.
- 66. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутнев В.Ф.** Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. – М.: НАМИ, 2001. – 248 с.
- 67. Морозов К.А.** Токсичность автомобильных двигателей. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 80 с.
- 68. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.** Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 376 с.
- 69. Кульчицкий А.Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Академический проект, 2004. – 400 с.
- 70. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.
- 71. Патрахальцев Н.Н.** Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив. – М.: Изд-во РУДН, 2008. – 267 с.
- 72. Zitzler G.** Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei Einsatz verschiedener Gasarten. Dissertation. TU – München. Biblion Verlag, 2004. – 182 s.
- 73. Prager M.** Analytische Modellierung des Betriebsverhaltens eines Gasmotors mit neuem Gaszündstrahlverfahren für hohe Leistungsdichte. Dissertation. TU – München. Verlag Dr. Huf, 2010. – 116 s.

Проектирование и расчет расходомера воздуха электронных систем впрыскивания топлива

В.И. Ерохов,
профессор МГТУ «МАМИ», д.т.н.

Сформулированы методологические и теоретические предпосылки метода расчета расходомера воздуха в системах впрыскивания топлива нового поколения. Разработан метод проектирования и расчета датчика массового расхода воздуха. Приведены принципиальные и конструктивные схемы датчика массового расхода воздуха с нитевым и пленочным элементами. Предложен метод термической коррекции расходомера воздуха, обеспечивающей повышение эффективности и точности дозирования современных систем впрыскивания. Приведены расчетно-аналитические и экспериментальные результаты исследований расходомера воздуха.

Ключевые слова: система управления впрыскиванием топлива, принципиальная и конструктивная схема расходомера воздуха, нитевой и пленочный элементы, метод проектирования и расчета датчика массового расхода воздуха, термическая коррекция, эффективность разработанного расходомера воздуха.

Designing and calculation of a flowmeter of air of electronic systems of injection of fuel

V.I. Erokhov

Methodological and theoretical preconditions of a method of calculation of a flowmeter of air in systems of injection of fuel of new generation are formulated. The method of designing and calculation of the gauge of the mass charge of air is developed. Basic and constructive schemes of the gauge of the mass charge of air with a wire and film element are resulted. The method of thermal correction of a flowmeter of air providing increase of efficiency and accuracy of batching of modern systems of injection is offered. Settlement-analytical and experimental results of researches of a flowmeter of air are resulted.

Keywords: a control system of injection of fuel, the basic and constructive scheme of a flowmeter of air, a wire and film element, a method of designing and calculation of the gauge of the mass charge of air, thermal correction, efficiency of the developed flowmeter of air.

Загрязнение окружающей среды вредными выбросами автотранспортных средств обусловило необходимость принятия неотложных социально-экономических и технических решений. Традиционные методы конструирования и эксплуатации систем управления современных ДВС, правильные по своей сути, уже не в полной мере отвечают современным требованиям экологической и энергетической безопасности транспортных средств. Создание расходомера воздуха нового поколения является основой повышения технического уровня современного двигателестроения. Методы проектирования и анализа эффективности расходомера воздуха в современных системах впрыска носят разобщенный характер. Известные конструкции расходомеров воздуха по различным причинам не соответствуют высокому уровню экологических требований. Эффективность систем впрыскивания топлива по этой причине существенно снижается и не приносит ожидаемых результатов.

МГТУ «МАМИ» сформулирована концепция создания расходомера воздуха современных систем впрыскивания топлива, разработаны теоретические и методологические предпосылки создания датчика массового расхода воздуха, а также получены экспериментально-аналитические результаты исследований расходомера воздуха с различными функциональными элементами.

В задачу исследования входила разработка метода проектирования и расчета расходомера воздуха систем впрыскивания нового поколения, разработка классификации расходомеров воздуха, принципиальных и конструктивных схем датчика массового расхода воздуха.

Расчетно-аналитические и экспериментальные исследования проведены на бензиновом ДВС с четырехклапанной системой газораспределения размерностью 4 P (S/D) = 86/92, $iV_n = 2,28$ л, $\varepsilon = 9,3$. Максимальный расход газовойоздушной смеси четырехтактного двигателя может быть представлен зависимостью

$$V_{cm} = 0,03 V_{ц} \eta_v n_{max}, \quad (1)$$

где $V_{ц}$ – рабочий объем цилиндров двигателя, л; η_v – объемный коэффициент наполнения двигателя при n_{max} ; n_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала (КВ) двигателя, мин⁻¹.

Коэффициент наполнения представляет собой один из наиболее важных показателей современного транспортного двигателя. Цикловое наполнение ДВС зависит от его конструктивных параметров, впускной системы, внешних условий на впуске и противодействия отработавших газов (ОГ). Продолжительность командного импульса управления микропроцессором должна быть не более

$$\Delta t = \frac{30\tau}{in_{max}}, \quad (2)$$

где τ – тактность двигателя; i – число цилиндров.

Предложенный параметр (2) является основным критерием выбора элементной базы микропроцессорной системы управления.

В общем виде продолжительность впрыскивания топлива может быть представлена зависимостью

$$T_i = \frac{M_b}{lK_{\text{фор}}}, \quad (3)$$

где M_b – масса поступившего воздуха, измеренного расходомером, кг; $l = 14,7$ – стехиометрический коэффициент; $K_{\text{фор}}$ – постоянный коэффициент форсунки, представляющий отношение массы топлива, прошедшего через нее, к продолжительности ее открытия, кг/с.

Цикловое наполнение воздухом цилиндра ДВС $G_{\text{цн}}$ – один из первичных управляющих параметров, определяющий характер протекания рабочего цикла.

$$G_{\text{цн}} = \frac{M_{\text{ц}} \tau}{1,2n} 10^4, \quad (4)$$

где $M_{\text{ц}}$ – масса свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе наполнения, кг; n – частота вращения КВ двигателя, мин⁻¹.

Коэффициент наполнения воздухом в общем виде может быть представлен зависимостью

$$\eta_v = \frac{M_{\text{ц}}}{M_{\text{т}}}, \quad (5)$$

где $M_{\text{т}}$ – масса свежего заряда, которая могла бы теоретически поступить в цилиндр в процессе наполнения.

Коэффициент наполнения воздухом можно рассчитать по следующей формуле

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{н}} + \Delta T} \cdot \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} \left(1 - \frac{p_{\text{н}} \Phi_{\text{о}} \Phi_{\text{оч}}}{\varepsilon \Phi_{\text{доз}} p_{\text{к}}} \right) \Phi_{\text{доз}}, \quad (6)$$

где ε – степень сжатия; $p_{\text{н}}, T_{\text{н}}$ – параметры (давление и температура) свежего заряда на входе в цилиндр (начало на-

полнения), МПа, °С; $p_{\text{к}}$ – давление свежего заряда в конце такта наполнения, МПа, °С; ΔT – подогрев свежего заряда в цилиндре двигателя; $\Phi_{\text{о}}$ – соотношение теплоемкостей остаточных газов и свежего заряда; $\Phi_{\text{оч}}$ – коэффициент очистки цилиндра за счет продувки; $\Phi_{\text{доз}}$ – дозарядка за счет инерционности потока во впускном клапане.

Для анализа влияющих на величину циклового наполнения факторов воспользуемся выражением коэффициента наполнения η_v в четырехтактном двигателе

$$G_{\text{цн}} = V_h \rho_{\text{вп}} \frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{н}} + \Delta T} \cdot \frac{\Phi_{\text{доз}}}{k(\varepsilon - 1)} \times \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{ор}}} \left(1 - \frac{p_{\text{ор}}}{p_{\text{к}}} + (k - 1)(\varepsilon - 1)\eta_v \right), \quad (7)$$

где V_h – объем цилиндра, м³; $\rho_{\text{вп}}$ – плотность воздуха во впускной системе; k – коэффициент адиабаты; $p_{\text{ор}}$ – давление остаточных газов.

Принципиальная схема транспортного двигателя с функциональными элементами системы управления приведена на рис. 1. Система содержит электронный блок управления (ЭБУ) 9, соединенный электрическими цепями с датчиком ДМРВ 3 и дроссельной заслонкой 7, модуль зажигания 16, датчик положения КВ 1 и исполнительные механизмы. Цифровой микропроцессор 11 не может непосредственно обрабатывать аналоговые сигналы, поэтому в интерфейсе ввода предусмотрен аналого-цифровой преобразователь (АЦП). Конструктивно ДМРВ состоит из трубчатого корпуса и сенсорного модуля. Для стабилизации воздушного потока на входе и выходе корпуса установлены металлические сетки и пластмассовые решетки.

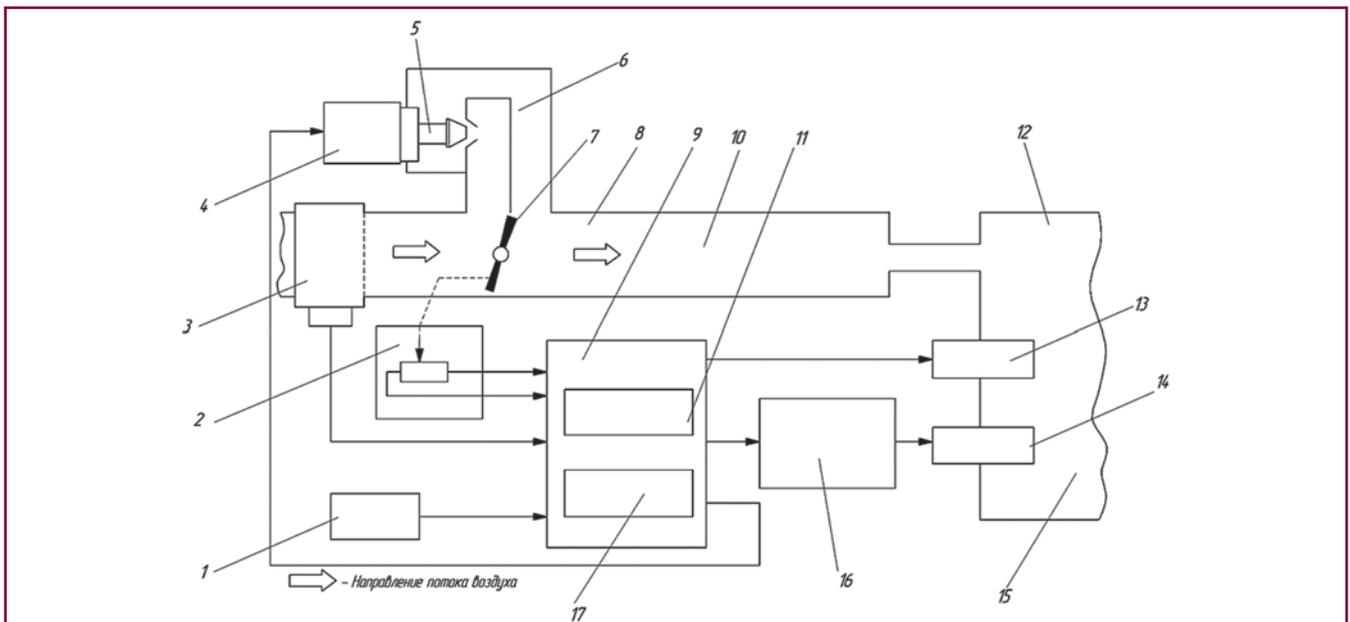


Рис. 1. Принципиальная схема бензинового двигателя с функциональными элементами системы управления:

- 1 – датчик положения коленчатого вала (ДПКВ); 2 – датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ); 3 – датчик массового расхода воздуха (ДМРВ); 4 – привод клапана холостого хода; 5 – клапан холостого хода; 6 – канал холостого хода; 7 – дроссельная заслонка; 8 – дроссельный патрубок; 9 – блок управления ДВС; 10 – устройство подачи воздуха; 11 – микропроцессор; 12 – ДВС; 13 – топливная форсунка; 14 – свеча зажигания; 15 – камера сгорания; 16 – модуль зажигания; 17 – постоянное запоминающее устройство (ПЗУ)

Сенсорный модуль включает систему чувствительных элементов (сенсоры), расположенных внутри корпуса, и функциональные электронные схемы.

Пластмассовый корпус расходомера воздуха выполнен в виде патрубка диаметром 60 мм, на концах которого установлены защитные решетки. В трубе корпуса размещен чувствительный элемент датчика (платиновая нить) и терморезистор. В верхней части датчика находятся плата вторичного преобразователя, закрытая герметичным пластмассовым корпусом, и шестиконтактная вилка соединителя.

ДМРВ предназначен для преобразования сигнала, соответствующего массе воздуха, в напряжение постоянного тока. Выходное напряжение ДМРВ практически линейно зависит от скорости (объем в единицу времени) потока воздуха, проходящего через его измерительную камеру. ДМРВ поддерживает на постоянном уровне сопротивление (температура) термически зависимого чувствительного элемента, представляющего собой терморезистор в виде нити из платиноиридиевого сплава, и позволяет рассчитать цикловое наполнение цилиндров воздухом на всех режимах работы двигателя, длительность которых превышает 0,1 с.

В системе управления двигателя ДМРВ непосредственно взаимодействует с электронным блоком управления. Датчик установлен перед дроссельной заслонкой и содержит температурные компоненты и нагревательный резистор. Проходящий воздух охлаждает один из датчиков, а электронный модуль преобразует разность температур датчиков в выходной сигнал для ЭБУ. ДМРВ отличаются по устройству и характеру выдаваемого сигнала, который может быть частотным или аналоговым. В первом случае в зависимости от расхода воздуха изменяется частота сигнала, а во втором – напряжение. ЭБУ использует информацию от датчика для определения длительности импульса открытия форсунок.

Чувствительный элемент датчика построен на принципе терморезистивного анемометра, который основан на зависимости теплоотдачи нагретого тела от скорости движения среды. Расходомер воздуха содержит измерительный мост – устройство для измерения сопротивлений. Терморезисторы, входящие в мостовую измерительную схему, обладают заметным разбросом температурных характеристик. Подобные схемы представляют собой неуравновешенные мосты с выходным сигналом, формирующимся при изменении температуры от начальной, не равной нулю, до максимальной. Термокоррекция позволяет неуравновешенные мосты преобразовать в уравновешенные с выходным сигналом, не зависящим от изменения температуры.

Нагретый платиновый провод, расположенный в воздушном потоке, является одним из плеч резистивного моста. За счет изменения силы тока, протекающего через

него, поддерживается постоянная температура около 100 °С платинового провода, обдуваемого воздушным потоком. При увеличении расхода воздуха платиновый провод остывает, и его сопротивление падает. Резистивный мост становится несимметричным, и возникает напряжение, подаваемое на усилитель и направленное на повышение температуры провода. Процесс продолжается до тех пор, пока температура и сопротивление провода не приведут к равновесию системы. Диапазон силы тока, протекающего через провод, составляет 500...1200 мкА. Ток протекает через калибровочный резистор, на котором возникает напряжение, поступающее в ЭБУ для вычисления впрыскиваемого топлива и пропорциональное массовому расходу воздуха, причем с учетом его температуры.

При нулевой скорости потока воздуха через терморезистор проходит некоторый начальный ток, который нагревает его до номинальной температуры, при которой мост находится в равновесии. При движении воздуха происходит охлаждение терморезистора, сопротивление его изменяется, равновесие моста нарушается, и на выходе усилителя дополнительно появляется ток, часть которого проходит через терморезистор. Выделяемая теплота компенсирует потери теплоты, уносимой движущимся потоком воздуха. Температура и сопротивление терморезистора восстанавливаются до начальных значений. Расход воздуха определяется по значению тока, питающего мост.

Сопротивление терморезистора изменяется из-за охлаждения потоком, в результате чего резистор действует как датчик расхода. Принцип действия ДМРВ основан на механизме передачи теплоты потоком воздуха, проходящего над поверхностью чувствительного элемента датчика. Необходимое направление и распределение потока воздуха над поверхностью чувствительного элемента обеспечивает строго определенная внутренняя геометрия измерительной камеры датчика.

Ток I нагревает резистор до температуры T_1 , превышающей температуру воздушного потока T_2 . Теплоотвод осуществляют путем вынужденной конвекции (поток воздуха).

Уравнение теплового баланса, определяющее температуру чувствительного элемента, имеет вид

$$I^2 R = \alpha F (T_1 - T_2), \quad (8)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(см²°С); F – площадь поверхности теплопередачи, см²; R – сопротивление чувствительного элемента датчика, ом.

Термоанемометрический ДМРВ позволяет получить информацию о цикловом наполнении ДВС [1]. Взаимосвязь объемного расхода воздуха Q , температур T_1 и T_2 , тока I питания и сопротивления термического резистора R определяется уравнением Кинга

$$I^2 R = (K_1 + K_2 \sqrt{Q})(T_1 - T_2), \quad (9)$$

где K_1 и K_2 – постоянные коэффициенты.

Точность реализации теоретической зависимости определяется тем, насколько удастся свести к нулю потери теплоты чувствительным элементом без учета теплоты, переданной конвекцией.

Объемный расход воздуха может быть представлен зависимостью

$$Q = \left[\frac{1}{K_2} \left(\frac{I^2 R}{T_1 - T_2} \right) - K_2 \right]^2 \quad (10)$$

Интенсивность воздушного потока повышается при открытии дросселя и обеспечивает охлаждение термического и компенсационного термического резисторов.

Классификация ДМРВ

В настоящее время применяют расходомеры двух типов – нитевые и пленочные. Нитевой датчик обладает высоким быстродействием и хорошей точностью измерения. Основной его недостаток связан с трудоемкой операцией монтажа чувствительного элемента и тарировкой на продувочной установке. Пленочные датчики позволяют автоматизировать этот процесс. Они более технологичны и дешевы. В качестве нагретого тела применяют тонкую нить (вольфрамовая или платиновая) или токопроводящее покрытие, нанесенное на полимерную пленку.

Принцип работы нитевых и пленочных датчиков одинаков. В нитевых датчиках нагревается нить, а у пленочных – платиновая пленка, нанесенная на стеклянную подложку.

Первым нитевым расходомером был датчик фирмы Bosch (Германия) мод. NFM 0 280 212 014. Отечественные нитевые расходомеры – датчики ОАО АОКБ «Импульс» мод. ИВКШ 407282 000 (Арзамас) и ОАО «АПЗ» мод. М ЛГФИ.407282. 001 (Арзамас). Пленочные датчики НПП «АВТЭЛ» 20.3855 (Калуга) изготавливаются по лицензии фирмы Siemens. Существуют еще пленочные датчики конструкции ОАО АОКБ «Импульс» – мод. П ИВКШ 407282.001. Нитевые датчики применяют в комплектации с ЭБУ МИКАС-5.4 и МИКАС-7.1 в исполнении 241.3763-01, а пленочные с МИКАС-7.1 в исполнении 241.3763-31.

Диаметр нити у датчиков разный – 0,07 мм у датчиков фирмы Bosch и 0,1 мм в изделиях ОАО «АПЗ». Отличается способ крепления нити в стойке: у зарубежных датчиков – петлевое зацепление на упругих подвесках и контактная сварка, в отечественных датчиках – лазерная сварка. Геометрия нити также различна. Датчики фирмы Bosch имеют П-образную форму, «квадратная» форма характерна для датчиков ОАО «Импульс», V-образная – для датчиков ОАО «АПЗ». Кроме того, несколько различаются конструкции стоек. «Квадратная» схема предпочтительнее, поскольку снижает зависимость характеристик ДМРВ от угла поворота чувствительного элемента вокруг оси.

Датчик массового расхода воздуха с нагретым проводом и нитевым измерительным элементом (рис. 2). Работа датчика основана на принципе постоянства

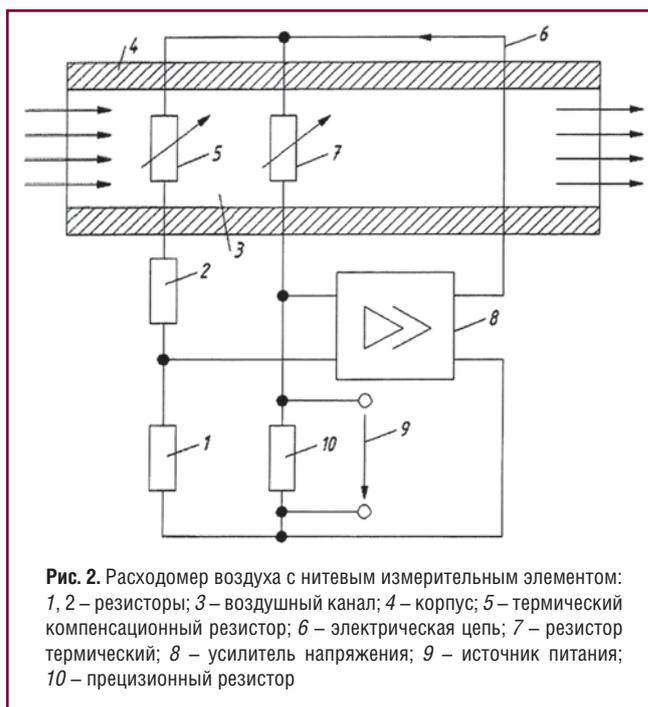


Рис. 2. Расходомер воздуха с нитевым измерительным элементом: 1, 2 – резисторы; 3 – воздушный канал; 4 – корпус; 5 – термический компенсационный резистор; 6 – электрическая цепь; 7 – резистор термический; 8 – усилитель напряжения; 9 – источник питания; 10 – прецизионный резистор

температуры. Электрическая цепь ДМРВ использует мост Уинстона, обеспечивающий измерение сопротивлений.

Датчик расходомера воздуха состоит из корпуса 4, в воздушном канале 3 которого размещены термический компенсационный резистор 5 (компенсационное сопротивление) и термический резистор 7 с реостатным проводом, прецизионный резистор 10 (измеряемое сопротивление) и усилитель 8 напряжения, связанной электрической цепью с прецизионным резистором 10 и термическим резистором 7, а через обратную связь – с термическим компенсационным резистором 5. Сенсорный модуль включает систему чувствительных элементов (сенсоры), расположенных внутри корпуса, и сервисную электронику.

Терморезистор 7 разогревается до определенной температуры, превышающей окружающую. Проходящий через него поток воздуха постоянно влияет на рассеиваемое им количество теплоты. Высокий расход воздуха сопровождается заметным охлаждением нити и более низкой ее температурой. В результате сопротивление нити изменяется. Чтобы вернуть сопротивление к прежнему уровню, электронная система ДМРВ автоматически изменяет проходящий через нее ток, на практике – напряжение.

Изменения параметров регистрируются непосредственно за изменением расхода воздушной массы потока (через 1...3 мс). Термический резистор 7 обеспечивает регистрацию уровня температуры на 100 °С выше по отношению к воздушному потоку. Например, если воздушный поток имеет температуру 0 °С, то нить проводника будет нагрета до температуры 100 °С.

Основная цель термокоррекции терморезисторных мостовых схем связана с уменьшением температурной

погрешности. Это достигается изменением относительных температурных характеристик плеч данного моста путем использования дополнительных термнезависимых постоянных резисторов, включаемых последовательно или параллельно к имеющимся терморезисторам.

Воздушный поток изменяется при открывании дросселя. Большое количество воздуха проходит через оба реостатных провода в измерителе воздушного потока. Терморезисторы 5 и 7 охлаждаются при увеличении воздушной массы. Терморезистор 7 уменьшает сопротивление из-за положительного температурного коэффициента. Ток, проходящий через терморезистор 7, больше, чем ток, проходящий через терморезистор 5. Это дисбалансирует мостовую схему.

Компаратор увеличивает выходной сигнал. Усилитель 8 увеличивает поток, чтобы восстановить первоначальное сопротивление резистора 7 и вернуть температуру назад до значения на 100 °С выше температуры впускного воздуха. Ток обогрева зависит от напряжения 9 и сопротивления резистора 10. Падение напряжения зависит от массы воздуха и используется как выходной сигнал для блока управления.

Продолжительность процесса составляет 1...3 мс. При медленном вращении КВ каждый импульс подается на ЭМФ без компенсации. Для любого режима (около режима ХХ) ЭБУ запрограммированы импульсы продолжительностью 7,5 мс. Чем выше частота вращения КВ, тем большее вырабатывается число импульсов и тем большее подается количество топлива.

Проблема коррекции аддитивной температурной погрешности неоднократно рассматривалась в ряде работ, однако ее нельзя считать полностью решенной, поскольку это требует разработки определенной методики и заметного упрощения расчетов [2-3].

Использование электрически замкнутой четырехплечевой мостовой схемы создает большие трудности в определении сопротивлений терморезисторов моста. Разомкнутые схемы исключают эти недостатки, они более эффективны и перспективны.

Терморезисторы ДМРВ целесообразно снабжать дополнительной компенсационной нагревательной структурой (КНС). Для терморезистора с КНС зависимость его сопротивления от температуры может быть выражена формулой, приведенной в [4].

Сопротивление R_T терморезистора, измеренное при фиксированных значениях температуры T , позволяет оценить значения ОТХ терморезистора. Проведенные расчеты и проверка зависимости $R_T = f(T)$ для терморезисторов с КНС хорошо аппроксимируются полиномом второго порядка

$$R_T = 1 + a\sigma + b\sigma^2, \quad (11)$$

где a и b – безразмерные температурные коэффициенты полинома; σ – безразмерная температура.

Выходное напряжение ДМРВ может быть представлено зависимостью

$$U_{\text{вых}} = I_1 R_4 - I_2 R_3 \left(\frac{R_4}{R_1 + R_4} - \frac{R_3}{R_2 R_3} \right) U_n = \left(\frac{R_2 R_4 - R_1 R_3}{(R_1 + R_4)(R_2 + R_3)} \right) U_n, \quad (12)$$

где R_1, R_2, R_3, R_4 – сопротивления плеч мостовой схемы; U_n – напряжение питания.

Увеличиваем или уменьшаем начальные сопротивления терморезисторов моста (без изменения их ОТХ) до значений, необходимых для балансировки моста при начальной температуре, при этом должно выполняться равенство

$$R_2 R_4 = R_1 R_3. \quad (13)$$

Мост можно балансировать добавлением, разрывом или закорачиванием специальных технологических перемычек в терморезисторах без изменения их ОТХ. На практике применяют температурные датчики ДМРВ с отрицательным и положительным температурными коэффициентами. Для подключения простейшего термометра сопротивления используют два провода. Измерение температуры различных узлов автомобиля проводится терморезисторами с положительным и отрицательным температурными коэффициентами.

Установка и монтаж датчика на автомобиле. Расходомер воздуха размещается под капотом автомобиля. Датчик крепится с одной стороны к дроссельному устройству, а с другой – к воздушному фильтру с помощью резиновых патрубков и хомутов. При установке датчика нужно соблюдать его ориентацию: стрелка, изображенная на корпусе датчика, должна совпадать с направлением воздушного потока к двигателю; ориентация датчика вокруг вертикальной оси должна быть строго фиксирована и совпадать с положением датчика, определенным

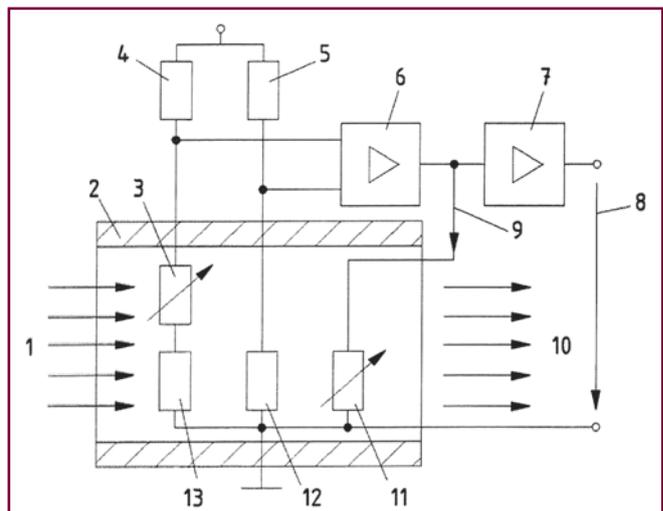


Рис. 3. Расходомер воздуха с пленочным измерительным элементом:

- 1 – входной воздушный поток; 2 – корпус датчика; 3 – термический компенсационный резистор; 4, 5, 13 – уравнивающие резисторы; 6, 7 – усилители; 8 – выходное напряжение; 9 – ток нагревания пленки; 10 – выходной воздушный поток; 11 – терморезистор; 12 – резистор

Характеристика расходомера воздуха с нитевым элементом

Наименование	Параметр
Диапазон измерения массового расхода воздуха, кг/ч	0...500
Диапазон рабочих температур, °С	-40...100
Напряжение питания датчика от бортовой сети, В	8...16
Аэродинамическое сопротивление при максимальном расходе воздуха, не более, кПа	2
Потребляемый ток, не более, А	1,0
Выходное сопротивление, не более, кОм	2,9...3,5
Постоянная времени, не более, с	0,01
Диапазон изменения напряжения питания, В	6...18
Погрешность измерения массового расхода воздуха, не более, %	±1,0
Чувствительность датчика, мВ/(кг/ч)	30 в начале характеристики, 3 – в конце
Масса датчика, не более, кг	0,6
Наработка на отказ, не менее, ч	10 000
При включенном зажигании напряжение на выходе, В	1,4±0,04
Зависимость выходного напряжения от массового расхода воздуха	Нелинейная
Напряжение на выходе датчика при включенном зажигании (выводы 3-2), В	1,4±0,04
Сопротивление между выводами, кОм	
3–2 (выход)	2,9...3,5
4–1 (прожиг)	20...25
6–1 (регулятор СО)	0...1,0

документацией завода-изготовителя. Датчик к жгуту подключается с помощью шестиконтактного соединителя с защелкой.

Внешние проявления неисправностей цепей датчика. При отсутствии регулировки концентрации вредных веществ на режимах ХХ повышается частота вращения КВ на этих режимах ($1800 \pm 300 \text{ мин}^{-1}$). Если лампа неисправности горит при работающем двигателе, то самодиагностика блока фиксирует коды неисправности 13 или 14; при этом необходимо проверить исправность цепей 6 и 7.

Лампа неисправности горит при включении зажигания – самодиагностика блока фиксирует коды неисправности 31 или 32. Следует проверить исправность цепи 36.

Двигатель запускается и глохнет при частично открытой дроссельной заслонке и оборотах двигателя, близких к минимальным. Если расход воздуха менее 10 кг/ч – фиксируется повышенный эксплуатационный расход топлива. Лампа неисправности не горит при работающем двигателе – необходимо проверить и восстановить исправность цепи 31 (прожиг нити), а также проверить и заменить датчик. Параметры расходомера воздуха с нитевым элементом приведены в табл. 1.

Датчик массового расхода воздуха с нагретой пленкой. Пленочный датчик массового расхода воздуха (рис. 3) представляет собой одну из перспективных разработок и содержит термический компенсационный резистор 3, термический резистор 11, резистор 12 и уравнивающие

резисторы 4, 5, 13, размещенные в корпусе 2 датчика. Уравнивающие резисторы 4 и 5 через усилители 6 и 7 формируют выходное напряжение 8. Температура нагревателя регистрируется с помощью датчика-измерителя потока (резистор 3), напряжение которого является мерой массы потока воздуха. Оно преобразуется с помощью электронной схемы в выходное напряжение 8, подаваемое на

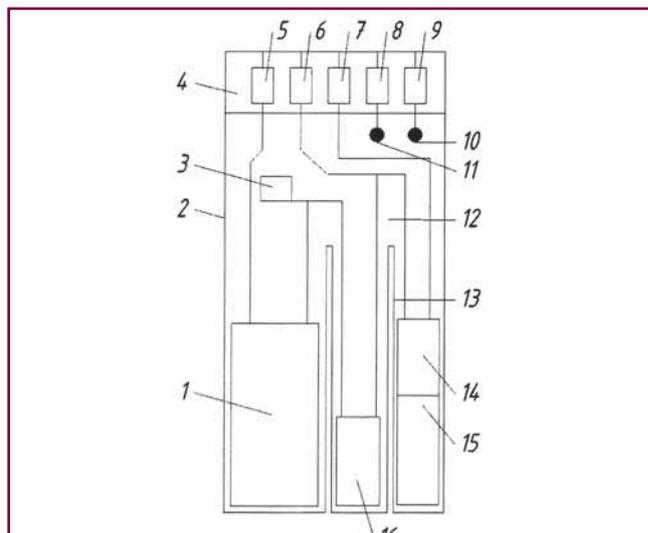


Рис. 4. Функциональная схема расходомера воздуха с пленочным термоанемометром (датчиком):

- 1 – термический компенсационный резистор; 2 – диэлектрическая мембрана; 3 – контакт (чувствительный элемент); 4 – разъем; 5-9 – контакты; 10, 11 – термопары; 12 – керамический элемент; 13 – зазор между пластинами; 14 – термический резистор; 15 – сопротивление датчика; 16 – уравнивающий резистор

Техническая характеристика расходомера с пленочным ДМРВ

Параметры	Значение
Диапазон измерения массового расхода воздуха, кг/ч	0...500
Диапазон рабочих температур, °C	-40...100
Питание датчика от бортовой сети с номинальным напряжением, В	8...16
Аэродинамическое сопротивление при максимальном расходе воздуха, не более, кПа	2
Потребляемый ток, не более, А	1,0
Выходное сопротивление, не более, кОм	3,5
Постоянная времени, не более, с	0,01
Диапазон изменения напряжения питания, В	6...18
Погрешность измерения массового расхода воздуха, не более, %	±4,0
Масса датчика, не более, кг	0,6
Наработка на отказ, не менее, ч	10 000

блок управления. Условие равенства токов $I_1 = I_2$ в ветвях моста можно записать и как равенство сумм сопротивлений смежных плеч в каждой ветви моста

$$R_1 + R_4 = R_2 + R_3. \quad (14)$$

Датчик содержит два термозависимых элемента. Один из них измеряет расход, а второй – внешнюю температуру, компенсируя возможную температурную ошибку. Температура окружающей среды в меньшей степени влияет на выходной сигнал при более высокой температуре разогрева чувствительного элемента.

Нагревательные и измерительные резисторы выполнены в виде тонких платиновых слоев, нанесенных на кристалл кремния. Объем воздуха вычисляется по разности температур между двумя датчиками. Применение пленочного датчика открывает новые возможности для впрыскивания газового топлива. Для использования нового датчика пленочного типа вместо нитевого требуется перепрограммирование ЭБУ.

Нитевые датчики нетехнологичны и более дорогостоящие. Производство пленочных изделий обходится дешевле. Ведущие фирмы отказались от нитевых датчиков. Трудоемкие операции монтажа чувствительного элемента или тарировки на продувочной установке для пленочных датчиков удалось максимально автоматизировать. Внедрение пленочных ДМРВ стало возможным благодаря обязательному применению λ -зондов, позволяющих корректировать состав горючей смеси по содержанию кислорода в отработавших газах. Точность и быстроедействие пленочных датчиков повышают путем применения флэш-микроконтроллеров, тонких подложек и других конструктивных решений.

Расходомер с пленочным датчиком (рис. 4) содержит диэлектрическую мембрану 2 с размещенным на ней термическим компенсационным резистором 1, термический резистор 14, сопротивление датчика 15, уравновешивающее резистор 16. Нагревательные и измерительные резисторы выполнены в виде тонких платиновых слоев.

Вычисление объема воздуха проводится по разности температур между датчиками до и после нагревателя. Трехпроводная схема обеспечивает более точное измерение за счет возможности отдельного измерения сопротивления подводящих проводов и затем вычитания его из суммарного измеренного сопротивления. Компактная конструкция ДМРВ с рациональным шагом выводов позволяет легко размещать датчик на печатной плате.

Микромостовой чувствительный элемент состоит из нагревательного элемента и двух терморезистивных мостов Уинстона. Тонкопленочные термочувствительные элементы первого микромоста расположены строго симметрично относительно нагревателя с целью измерения не только скорости потока воздуха, но и его направления. Резисторы термически изолированы от нагревателя путем вытравливания канавок в несущем кристалле, образующих воздушный зазор.

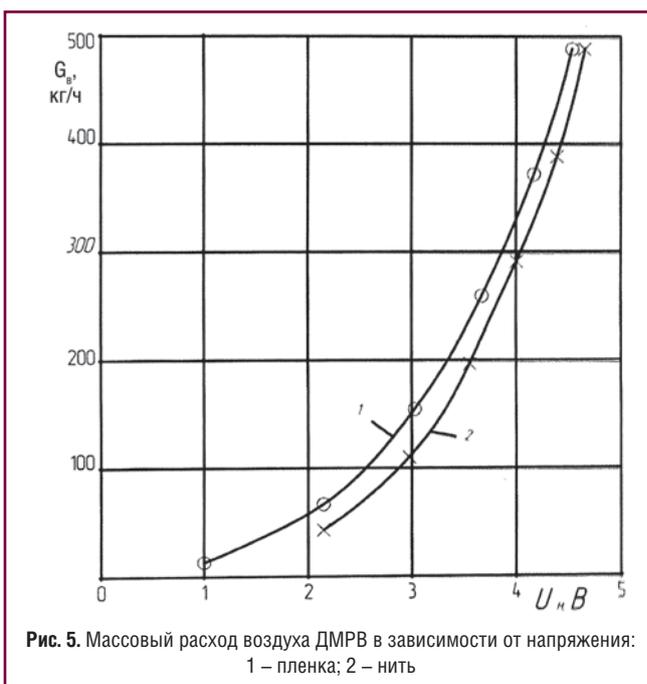


Рис. 5. Массовый расход воздуха ДМРВ в зависимости от напряжения: 1 – пленка; 2 – нить

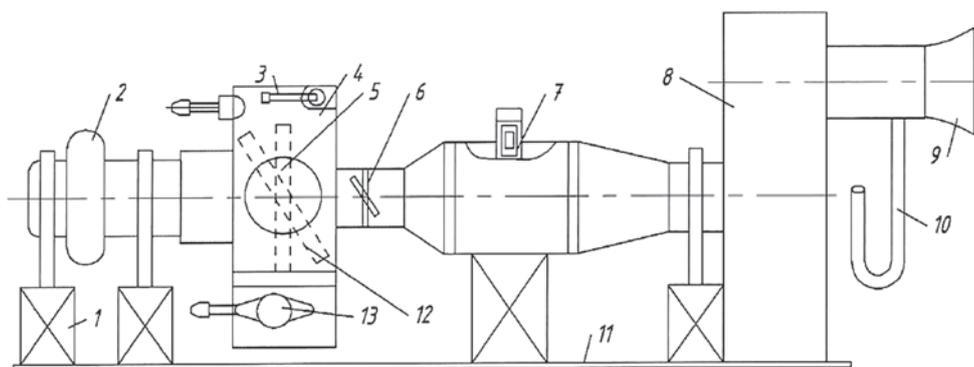


Рис. 6. Установка для испытаний и контроля ДМРВ:

1 – опора; 2 – вентилятор (турбина); 3 – патрубок; 4 – дроссельный патрубок; 5 – датчик положения дроссельной заслонки; 6 – дроссельная заслонка стенда; 7 – анемометрический датчик; 8 – ресивер; 9 – сопло расхода воздуха; 10 – дифференциальный манометр; 11 – основание; 12 – дроссельная заслонка патрубка; 13 – регулятор ХХ

Второй микромост предназначен для создания цепи обратной связи управления нагревательным элементом с целью поддержания его постоянной температуры. Для точного измерения расхода воздуха необходимо поддержание постоянной температуры нагревателя около $+160^{\circ}\text{C}$ относительно температуры потока измеряемого воздуха, охлаждающего нагреватель. Все датчики расхода воздуха имеют аналоговый выход по напряжению. Существуют модели с милливольтным ($0 \dots 30 \text{ мВ}$) и стандартным ($1 \dots 5 \text{ В}$) выходами, имеющими встроенный инструментальный усилитель.

Датчик имеет нелинейную зависимость выходного напряжения от массового расхода воздуха (рис. 5). Основные технические характеристики датчика массового расхода воздуха с пленочным датчиком приведены в табл. 2.

Нужный параметр хранится в энергонезависимой памяти блока управления и настраивается с помощью диагностического тестера. Точность нитевых датчиков составляет $\pm 1 \%$, пленочных $\pm 4 \%$.

Установка для контроля и испытаний расходомера воздуха (рис. 6) содержит нагнетающую турбину (вентилятор) 2, размещенную на опоре 1, дроссельный патрубок 4 и датчик положения дроссельной заслонки 5. Расходомер воздуха устанавливается в разрыв специального патрубка стенда и подключается к диагностическому разъему. При диагностировании запускают программу диагностирования и тестирования ДМРВ, которая работает по следующему алгоритму:

- запуск нагнетающей турбины;
- замер потребляемого тока датчиком от источника +5В;
- замер потребляемого тока от источника +12В;
- изменение частоты вращения нагнетающей турбины в пределах, соответствующих расходу воздуха двигателем на режимах ХХ;
- замер показаний датчика и сравнение их с показаниями датчика, принятого за эталон.

Все измерения в процессе контроля можно видеть на приборах, дублирующих работу программы, – осциллографе, микроамперметре, вольтметре.

Результаты испытаний, представленные в виде таблиц и графиков, выводятся на монитор в специальное окно, которое становится активным по истечении времени проверки. Имеется возможность вывести результаты испытаний на печатающее устройство (принтер) для дальнейшего анализа и документирования.

Таким образом, улучшенная система управления бензиновым двигателем с ЭБУ путем термокоррекции терморезисторных мостов датчика позволяет уменьшить погрешности измерения температуры массового расхода воздуха.

В основу модели аппроксимации температурной характеристики терморезистора полиномами второго порядка положены модели отношения сопротивлений терморезистора при текущей и начальной температурах в качестве его температурной характеристики. Использование электрически замкнутой четырехплечевой мостовой схемы создает большие трудности в определении сопротивлений терморезисторов моста. Разомкнутые мостовые схемы более перспективны. Применение термической коррекции терморезисторных мостов ДМРВ позволяет уменьшить погрешности измерения температуры, повысить точность системы управления двигателем, уменьшить расход топлива, повысить качество приготовления смеси топлива и увеличить работоспособность двигателя на 10 %.

Система позволяет также избавиться от проблемы неустойчивой работы двигателя, затрудненного пуска, задержек, рывков, провалов, недостаточной мощности и приемистости двигателя.

Литература

1. Ерохов В.И. Системы впрыска бензиновых двигателей (конструкция, расчет, диагностика). – М.: Горячая линия. Учебник для вузов, 2011. – 567 с.
2. Сгибов А.М., Трухачёв Б.С., Носовский А.В. Температурная компенсация моста, содержащего четыре терморезистора // Приборы и системы управления. – 1975. – № 11. – С. 4-7.
3. Лучко В.Е., Сычугов Е.М. Термостабильные тензометрические преобразователи для датчиков // Датчики и системы. – 2000. – № 12. – С. 5-6.
4. Суханов В.И., Суханова Н.Н., Хасиков В.В., Рыбаков М.М. Термопреобразователи сопротивления на основе КНС-структур // Датчики и системы. – 2002. – № 10. – С. 6-8.

Исследования показателей двигателя с искровым зажиганием при работе на газовых топливах

В.А. Лукшо,

заведующий отделом ФГУП «НАМИ», к.т.н.,

А.В. Козлов,

главный научный сотрудник ФГУП «НАМИ», д.т.н.,

А.С. Теренченко,

заведующий лабораторией ФГУП «НАМИ», к.т.н.,

А.А. Демидов,

инженер-исследователь ФГУП «НАМИ»

Статья посвящена оценке показателей двигателя при работе на газовых топливах. Разработаны математическая модель и программа 2Zsyngas, позволяющие рассчитывать мощностные, экономические показатели и содержание оксидов азота в отработавших газах двигателя, работающего на различных газовых топливах и их смесях. Проведены расчетные исследования.

Ключевые слова: газовые топлива, математическая модель, двигатель внутреннего сгорания, экономические и экологические показатели двигателя.

Settlement researches of parameters of the spark ignition engine on gas fuels

V.A. Luksho, A.V. Kozlov, A.S. Terenchenko, A.A. Demidov

Article is devoted to an estimation of parameters of the engine at work on gas fuels. The mathematical model and the program 2Zsyngas are developed, allowing to expect cardinality, economic parameters and emissions of nitrogen oxides of the engine working on various gas fuels and their mixes. Results of computation research are described.

Keywords: gas fuel, the mathematical model, internal combustion engine, economic and ecological parameters of the engine.

Газовые топлива на сегодняшний день наиболее весомая альтернатива жидким моторным топливам. И в этой связи отметим два важных фактора, которые в ближайшем будущем определяют направления использования газовых топлив. Во-первых, это расширение на рынке номенклатуры газовых топлив (природный газ, сжиженный

углеводородный газ – СУГ, попутный нефтяной газ, биогаз, синтез-газ) и, во-вторых, осознание необходимости вложений в конвертацию двигателей фактически под каждое газовое топливо. Результаты такого многообразия – появление на рынке газовых топлив со значительно отличающимися составами и необходимость создания двигателей,

адаптированных под эти топлива. Из-за различного состава газовых топлив могут возникнуть проблемы как в процессе сгорания, так и в газовом оборудовании некорректно адаптированных двигателей при использовании газа в качестве моторного топлива.

Разнообразие газовых топлив обуславливает необходимость оценки подготовки газового топлива и выработки требований к конструкции систем питания. Хотя исследования по использованию газовых топлив широкого компонентного состава ведутся уже достаточно давно, события последних лет требуют придания им нового современного уровня в связи с принятием мер по увеличению доли перерабатываемого попутного газа, расширению использования природного газа и попытками использования биогаза, как элемента технологии получения топлив из возобновляемых источников энергии. Приведение каждого из этих топлив к стандартным показателям с узким диапазоном значений параметров и компонентного состава повлечет за собой его удорожание при переработке. И, пожалуй, единственный для нашей страны мотив перехода на газовое топливо – его низкая цена – будет сведен практически к нулю. Изменения конструкции двигателя и его системы питания при конвертации также не должны приводить к существенному удорожанию двигателя, снижению и ограничению спроса на них.

Желания каждого из участников этого процесса (поставщиков топлив – продавать на рынке газовое топливо без какой-либо переработки, а моторостроителей – иметь топливо одного состава, а еще

лучше моновещество) не сбываются, видимо, никогда. Должен быть достигнут компромисс между требованиями к газовым топливам и требованиями к двигателю, обеспечивающими его многотопливность в сочетании с высокой эффективностью.

На практике большая часть газовых топлив состоит, как правило, из смеси нескольких газов в разных концентрациях в зависимости от типа топлива и его происхождения. Помимо наличия на рынке природного газа и СУГ, могут быть доступны и газы, получаемые в результате паровой, воздушно-кислородной, углекислотной конверсии ископаемого топлива (газообразное, жидкое и твердое), биогаз, газы, образующиеся в различных промышленных процессах, например, печные (коксовые) газы и т.д.

Разнообразие компонентов в составе доступных газовых топлив и столь же широкий спектр связанных с этим физических, химических свойств и характеристик сгорания делают более сложными регулирование и оптимизацию этого процесса в двигателях по сравнению с обычными жидкими топливами. В связи с этим уделяется большое внимание исследованиям, направленным на оценку пригодности того или иного альтернативного моторного топлива, и изучению факторов, которые определяют его поведение в реальных двигателях.

Целью разработки новых продуктов является, кроме прочего, снижение затрат и времени на вхождение в рынок. Развитие расчетных моделей для двигателя внутреннего сгорания (ДВС) способствует замене некоторых этапов оптимизации реального двигателя компьютерным моделированием.

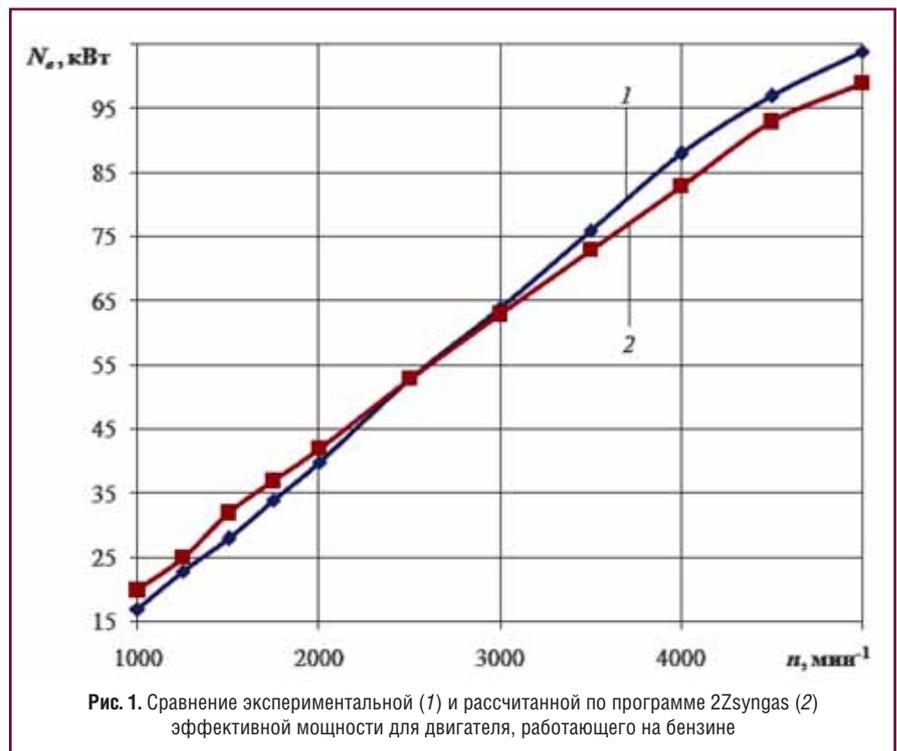


Рис. 1. Сравнение экспериментальной (1) и рассчитанной по программе 2Zsyngas (2) эффективной мощности для двигателя, работающего на бензине

При переводе конкретной модели ДВС на газовые моторные топлива необходимы расчетные исследования рабочих процессов для получения данных об изменении его показателей и сравнения их с показателями при работе на традиционном топливе, а также определения исходных данных и технических требований к системам

топливоподачи, зажигания и управления двигателем, предназначенных для работы на различных газах.

Рассмотрим сравнительные результаты расчетов мощностных, экономических и экологических показателей двигателя типа ЗМЗ 405.2 при работе на бензине и различных газовых топливах с помощью



Рис. 2. Сравнение экспериментального (1) и рассчитанного по программе 2Zsyngas (2) эффективного расхода топлива для двигателя, работающего на бензине

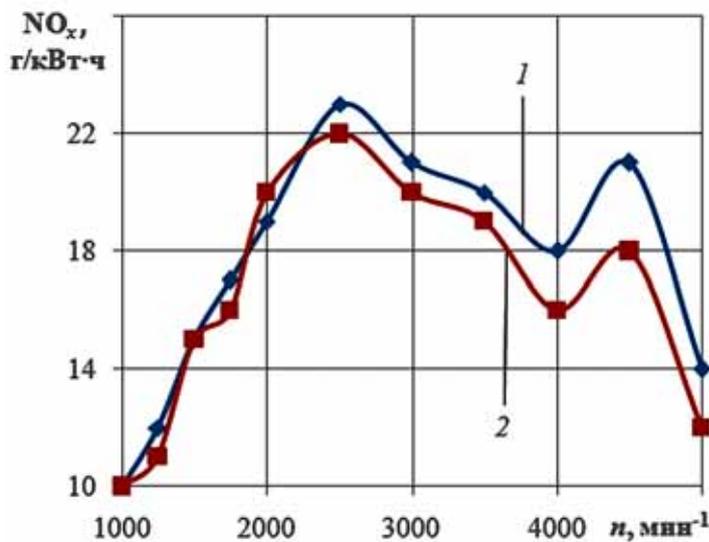


Рис. 3. Сравнение экспериментальных (1) и рассчитанных по программе 2Zsyngas (2) выбросов оксидов азота для двигателя, работающего на бензине

программы 2Zsyngas, разработанной авторами.

В основу данной программы заложена адаптированная двухзонная математическая модель процессов сгорания и образования выбросов оксидов азота,

разработанная профессором В.А. Звоновым [1], которая позволяет рассчитать:

- равновесный состав в зоне продуктов сгорания для 11 компонентов на каждом шаге расчета;

- образование термических оксидов азота по цепному механизму Я.Б. Зельдовича;
- потери теплоты на диссоциацию и теплообмен со стенками камеры сгорания.

Адаптация модели включает учет состава топлива с различным содержанием компонентов горючей (CH_4 , H_2 , CO , H_2S , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , C_3H_6 , C_4H_8) и негорючей (CO_2 , O_2 , H_2O , N_2) частей, которые непосредственно влияют на общую низшую теплоту сгорания исходного топлива, процесс сгорания, теплообмен и диссоциацию. Низшая теплота сгорания топлива, состоящего из смеси газов, рассчитывается по формуле

$$H_{u\Sigma} = \sum_{i=1}^N H_{u_i} r_i,$$

где r_i – доля i -го газа в топливе.

Идентификация математической модели и проверка адекватности работы программы 2Zsyngas

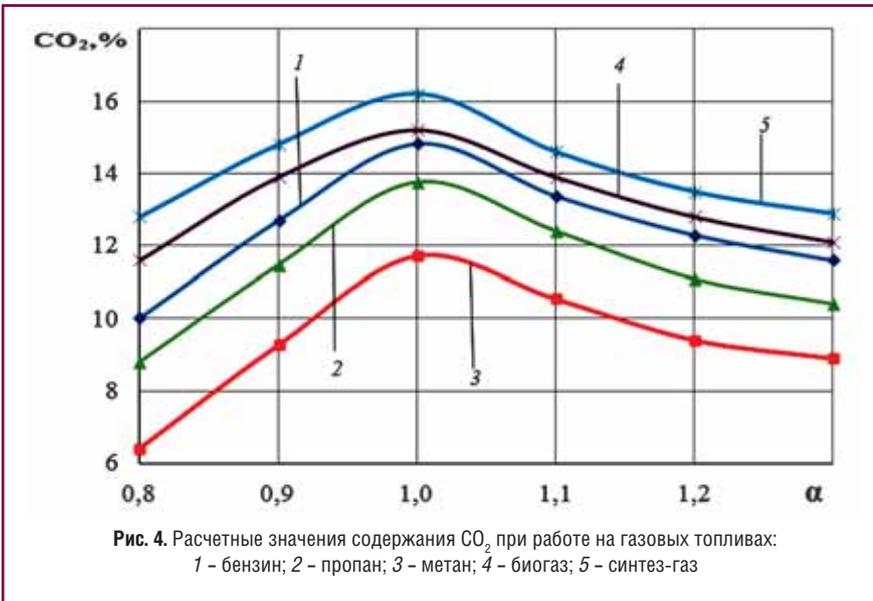
Таблица 1

Состав и основные теплофизические свойства исследуемых топлив

Параметры	Метан	Пропан	Синтез-газ	Биогаз	Бензин
Объемная доля компонента в газовой смеси					
водород	–	–	0,33	–	–
монооксид углерода	–	–	0,16	–	–
диоксид углерода	–	–	–	0,3	–
азот	–	–	0,51	–	–
метан	1,0	–	–	0,7	–
пропан	–	1,0	–	–	–
Массовая доля компонента в газовой смеси					
водород	–	–	0,03	–	–
монооксид углерода	–	–	0,23	–	–
диоксид углерода	–	–	–	0,54	–
азот	–	–	0,74	–	–
метан	1,0	–	–	0,46	–
пропан	–	1,0	–	–	–
Кажущаяся молекулярная масса	16,0	44,0	27,1	31,1	114,3
Плотность газовой фазы при нормальных условиях, кг/м ³	0,714	1,964	1,211	1,391	5,103
Количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания					
кг/кг	17,24	15,68	11,78	12,07	14,94
м ³ /м ³	9,52	23,81	1,17	6,67	58,93
Теплота сгорания					
низшая, кДж/кг	51258	46555	5426	23528	44333
расчетная, кДж/м ³	36 613	91 447	5 513	25 060	226 215
1 моль стехиометрической смеси, кДж/моль	3402	3667	2590	3268	3775

Показатели процесса сгорания функции Вибе ($m = 2$)

Показатели	Частота вращения n , мин ⁻¹								
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
φ_0	355	352	349	346	343	340	337	334	331
φ_z	60	57	54	51	48	45	42	39	36



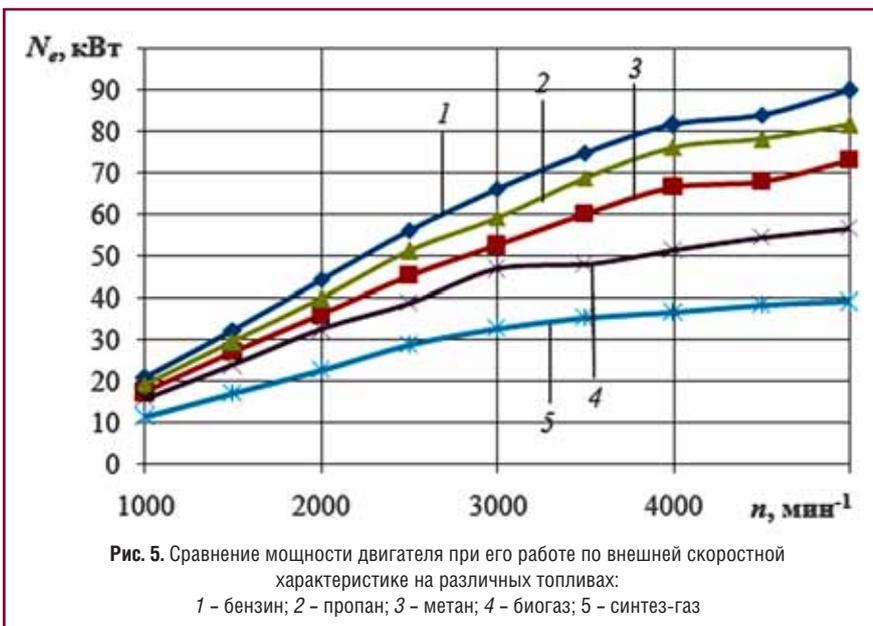
проводились по экспериментальным данным, полученным при снятии внешней скоростной характеристики двигателя, работающего на бензине.

При определении количества выгоревшего топлива и скорости

сгорания использовалась зависимость И.И. Вибе [2]

$$X = 1 - \exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z}\right)^{m+1},$$

где X – количество теплоты; φ – угол поворота коленчатого вала (КВ) в текущий момент времени, °п.к.в.;



φ_0 – угол начала сгорания, который подбирается эмпирическим путем, °п.к.в.; φ_z – продолжительность сгорания, °п.к.в.; m – показатель сгорания.

Вышеуказанные величины коэффициентов функции Вибе выбирались отдельно для каждого режима двигателя для максимального сопоставления расчетных и экспериментальных исследований. Значения коэффициентов избытка воздуха принимались в расчетах равными значениям, полученным в эксперименте (рис. 1-3).

Программа адекватно рассчитывает мощность, наибольшая погрешность наблюдается при расчетах расхода топлива и выбросов оксидов азота на режимах от максимального крутящего момента до номинальной мощности, что можно объяснить допущениями, принятыми при разработке модели.

После проверки адекватности работы программы 2Zsyngas были проведены сравнительные расчетные исследования работы двигателя на бензине и четырех газовых топливах различного состава. В качестве газовых моторных топлив были выбраны: метан, пропан, биогаз, получаемый из отходов сельского хозяйства [3], и синтез-газ, получаемый на генераторе путем парциального окисления метана. Состав исследуемых топлив указан в табл. 1. В отличие от расчетных исследований, проведенных при проверке адекватности модели,

сравнительные расчетные исследования газовых топлив проводились при одном значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$.

Значение показателей функции Вибе (табл. 2) были выбраны теоретически с учетом их изменения с повышением частоты вращения КВ двигателя. Они одинаковы для каждого топлива, поэтому графики реальных испытаний двигателя при работе на бензине имеют отличие от графиков сравнительных расчетных исследований.

Были проведены расчеты индикаторных показателей двигателей. Обращает на себя внимание тот факт, что при работе на синтез-газе и биогазе следует ожидать повышенные выбросы CO_2 (рис. 4).

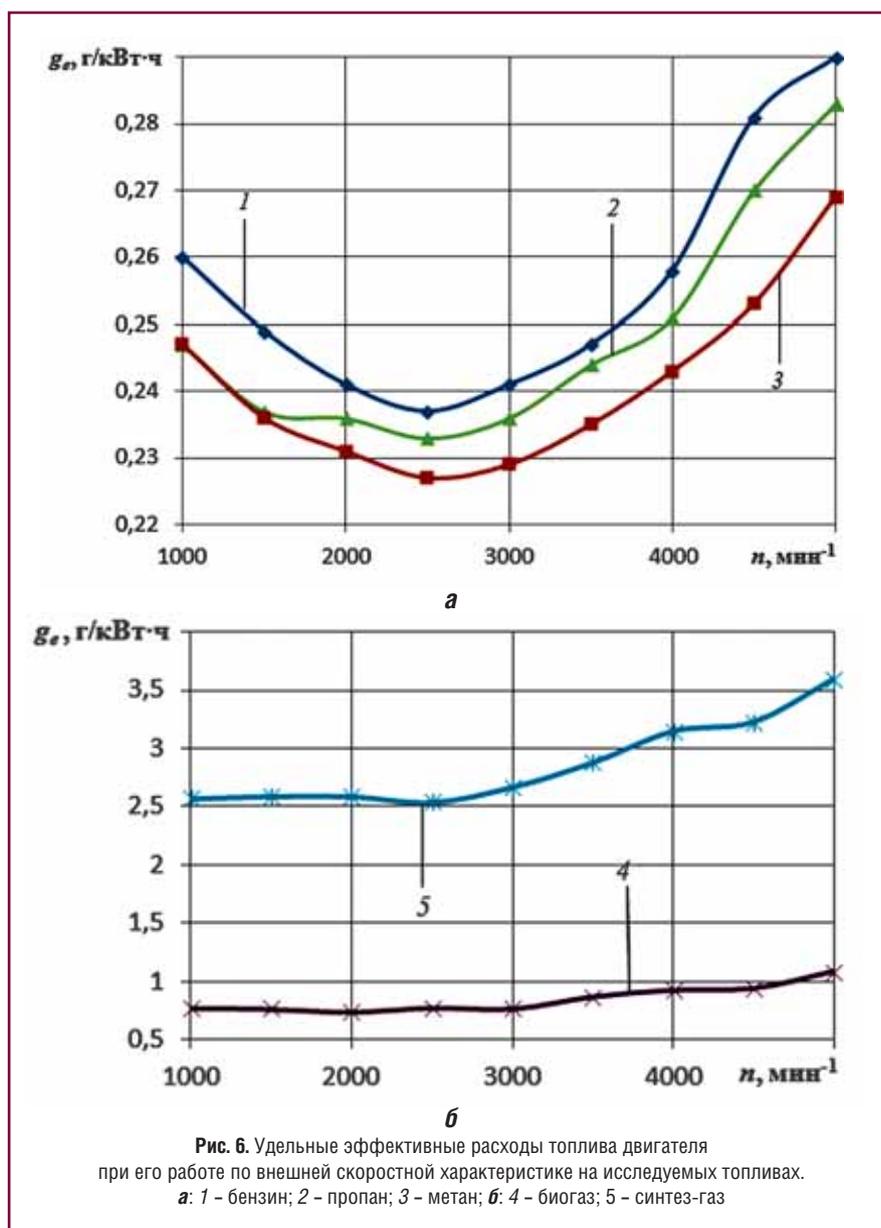
Затем, были проведены расчетные исследования эффективных мощности и расхода топлива, а также выбросов оксидов азота при работе двигателя на разных топливах. Результаты расчетов представлены на рис. 5-8.

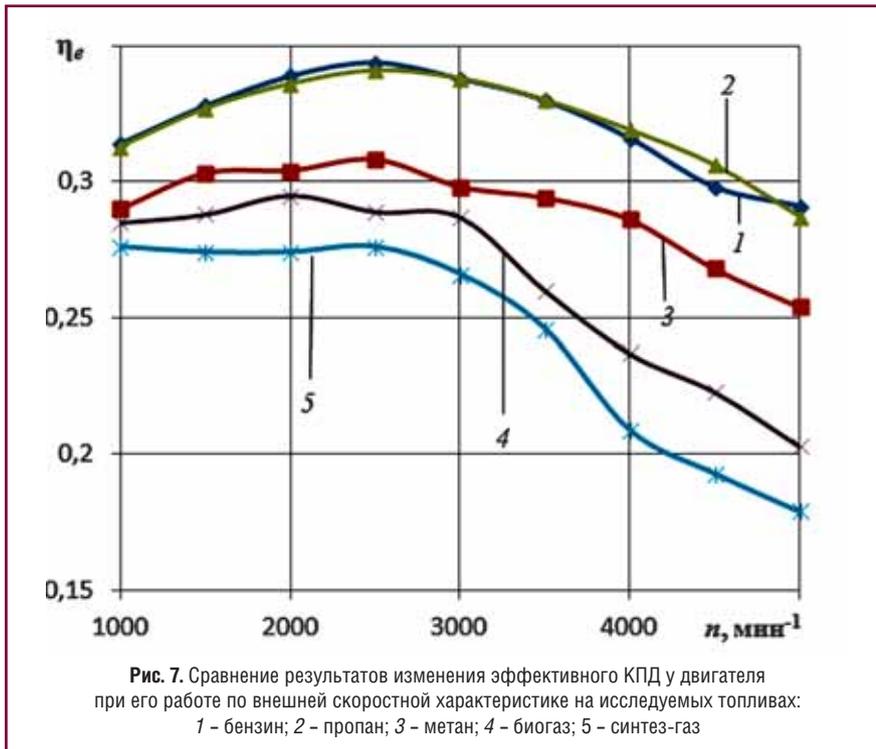
Результаты расчетов показывают, что разница в мощности двигателя при его работе на различных газовых топливах (см. рис. 5) растет с повышением частоты вращения КВ. Наибольшая мощность отмечена при работе двигателя на бензине и пропане. Самый высокий удельный расход топлива наблюдается при работе двигателя на синтез-газе (см. рис. 6а). По сравнению с бензином он выше в среднем в 10 раз. Удельный расход топлива при работе двигателя на биогазе в среднем выше, чем у бензина, в 4 раза. Разница между удельным расходом пропана, метана и бензина на всех режимах работы двигателя отличается не более чем на 2-3 % (см. рис. 6б). Самый высокий эффективный КПД наблюдается при работе двигателя на бензине

и пропане (см. рис. 7). При работе двигателя на метане эффективный КПД ниже в среднем на 3-5 %, при работе на синтез-газе эффективный КПД имеет минимальное значение по сравнению с другими топливами и с ростом частоты вращения резко падает на участке от максимального крутящего момента до номинальной мощности. Наименьшие выбросы оксидов азота (см. рис. 8) наблюдаются при работе двигателя на синтез-газе и биогазе – в среднем в 5-10 раз меньше, чем при работе двигателя на бензине и пропане. Выбросы оксидов

азота при работе двигателя на метане в среднем в 2-3 раза меньше, чем при работе на бензине. Характер изменения выбросов оксидов азота, показанного на рис. 3, несколько отличается от характера, показанного на рис. 8, из-за того, что в последнем случае расчет делался при постоянном стехиометрическом составе топливно-воздушных смесей.

Таким образом, разработанная математическая модель и программа 2Zsyngas позволяют рассчитывать мощностные, экономические показатели и показатели выбросов

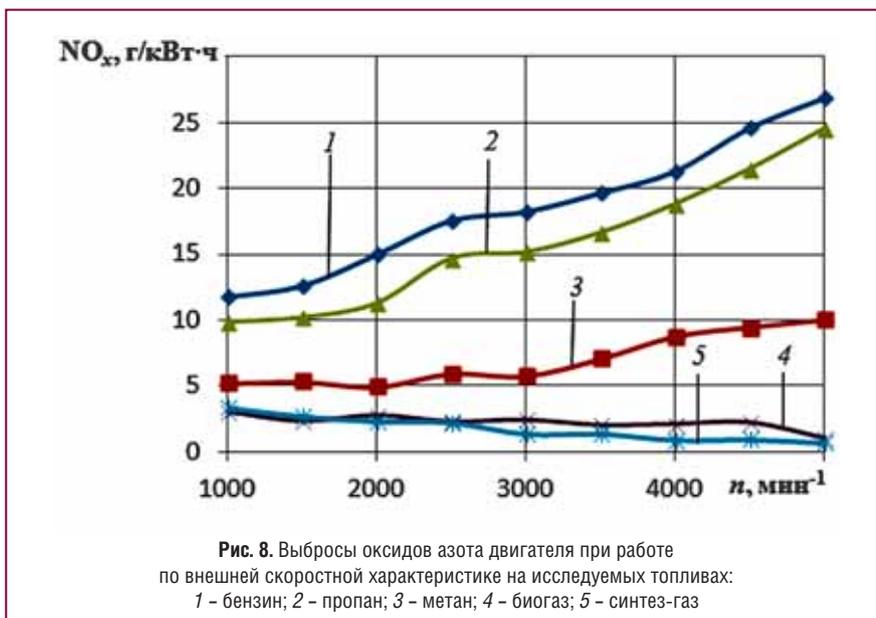




оксидов азота двигателя, работающего на различных газовых топливах и их смесях. Проверка адекватности математической модели при сравнении ее с экспериментальными данными, полученными на двигателе ЗМЗ 405.2, работающем на бензине и природном газе, показала, что модель позволяет адекватно рассчитывать параметры двигателя при соответствующем подборе эм-

пирических показателей сгорания функции Вибе и коэффициентов избытка воздуха.

Расчетные исследования мощностных, экономических и экологических характеристик двигателя при его работе на синтез-газе, биогазе, метане, пропане и бензине при одинаковых параметрах сгорания функции Вибе и изменяющихся с повышением частоты вращения



КВ двигателя показали, что газовые топлива широкого компонентного состава, содержащие метан, монооксид углерода и водород, могут вызвать в зависимости от содержания этих компонентов существенное снижение мощностных и экономических показателей двигателя. Разработанная модель расчета позволила дать количественную оценку этих изменений.

Литература

1. **Звонов В.А., Корнилов Г.С., Заиграев Л.С.** Методика расчета рабочего процесса и образования оксидов азота в цилиндре дизеля с неразделенной камерой сгорания // Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. / НАМИ. – 1999. – Вып. 224. – С. 205-221.
2. **Вибе И.И.** Новое о рабочем цикле двигателей. – М.; Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с.
3. **Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Лукшо В.А., Теренченко А.С., Хрипач Н.А.** Автотранспорт и экология мегаполисов. – М.: Экология машиностроения, 2011. – 252 с.
4. **Sobyanin V., Sadykov V., Kirillov V. and other.** Syngas As A Fuel For IC And Diesel Engines: Efficiency And Harmful Emissions Cut-off. Proceedings International Hydrogen Energy Congress and Exhibition IHEC 2005 Istanbul, Turkey, 13-15 July 2005.
5. **Midkiff K.C., Bell S.R., Rathnam S.** Fuel Composition Effects on Emissions From a Spark-Ignited Engine Operated on Simulated Biogases. Transactions of the ASME, 2001. – P. 132-138.
6. **Mustafi N.N., Miraglia Y.C., Raine R.R., Bansal P.K., Elder S.T.** Spark-ignition engine performance with 'Powergas' fuel (mixture of CO/H₂): A comparison with gasoline and natural gas, 2006. – P. 1605-1612.

Система подачи криогенного топлива в энергоустановку и его газификация

В.Г. Тонконог,
доцент Казанского национального
исследовательского технического университета
им. А.Н.Туполева (КАИ), к.т.н.

Предложена система газификации криогенных топлив, обладающая высокими динамическими характеристиками производства паровой фазы. В процессе газификации происходит одновременное захлаждение емкости-хранилища криогенного топлива. Выполнено численное моделирование характеристик двухфазного потока в парогенерирующем устройстве в одномерной и двумерной постановках задачи. Рассчитаны паросодержание, расход и концентрация фаз для водорода и метана.

Ключевые слова: криогенные топлива, система газификации, сберегающая технология, газификация, моделирование характеристик, расчет, водород, метан.

System of submission of cryogenic fuel in power equipment and gasification

V.G. Tonkonog

Cryogenic fuel gasification system is suggested. It has high dynamic characteristics of vaporization. During the vaporization process cryogenic fuel storage tank is being cooled. Numerical modeling of the two phase flow characteristics in the vaporizator both in the single- and two-dimensional statement is done. Phase concentration, flow rate are for hydrogen and methane calculated.

Keywords: Cryogenic fuel, gasification system, fuel sparing, gasification, fuel-saving technology, modeling of the characteristics, calculating of hydrogen and methane consumption.

По прогнозам в обозримом будущем двигатели внутреннего сгорания сохраняют ведущую позицию в транспортной энергетике. В качестве моторных топлив будут использоваться как производные нефти, так и альтернативные топлива, причем доля альтернативных топлив в общем объеме моторных топлив будет возрастать.

Перспективными альтернативными топливами считаются топлива на основе природного газа и водорода. Существенным недостатком таких топлив является их низкая плотность при нормальных физических условиях, поэтому на борту транспортного средства альтернативные топлива должны храниться в сжатом либо сжиженном виде. По данным [1] лучшими массогабаритными характеристиками обладают системы с использованием сжиженного газа.

Применение сжиженного природного газа (СПГ) дает возможность увеличить пробег между заправками за счет более выгодного, чем у баллонов, соотношения масс топлива и бака, но порождает новые проблемы, связанные с тем, что СПГ является криогенным веществом. Теплоприток извне приводит к испарению и потерям топлива, что ограничивает время простоя транспортного средства в заправленном состоянии. Для жидкого водорода (ЖВ) эта проблема стоит еще более остро. По опыту аэрокосмической отрасли известно, что даже в лучших космических центрах потери ЖВ достигают до 30 % [2].

Компенсация внешних теплопритоков для сохранения топлива в жидком виде может быть обеспечена с помощью системы охлаждения топлива. С другой стороны, в большинстве транспортных энергетических установок топливо перед сжиганием должно быть испарено. Исключение составляют лишь двигатели аэрокосмического назначения, в которых криогенное топливо используется в жидком виде. То есть топливо нужно охлаждать при простое транспортного средства и испарять при движении.

Система испарения топлива должна обеспечивать достаточно быструю газификацию жидкости и возможность эффективного управления этим процессом. Существующие системы испарения этого не позволяют из-за малой интенсивности теплообмена. Теплообменное оборудование имеет значительные габариты и обладает высокой тепловой инерцией, что приводит к определенным проблемам при газификации топлива в динамических режимах работы энергоустановки. Охлаждение топлива на борту с помощью специальной холодильной машины, как правило, нецелесообразно по технико-экономическим соображениям.

Система газификации и охлаждения криогенного топлива

В традиционном исполнении криогенная топливная система включает бак с криогенной жидкостью, насос и газификатор на базе теплообменника. При этом в пределах одной топливной системы принимаются все возможные меры для снижения теплопритоков к криогенному топливу, и одновременно подводится теплота к криогенному топливу для его газификации, то есть совершаются противоречивые действия.

Если жидкость испарять за счет ее внутренней энергии, то можно существенно улучшить характеристики топливной системы (компенсировать теплоприток к емкости-хранилищу криогенного топлива при его газификации и повысить динамические характеристики газификатора). Такой процесс может быть реализован при адиабатном расширении жидкости в дроссельном устройстве. Например, при течении жидкости с отрицательным градиентом давления в канале переменного сечения в потоке жидкости создаются условия для образования паровой фазы, и происходит частичное испарение жидкости, вследствие чего ее поток превращается в двухфазный, содержащий жидкую и паровую фазы. Важной эксплуатационной характеристикой криогенной топливной системы, реализующей предлагаемый способ газификации криогенной жидкости, является то, что жидкая фаза в двухфазном потоке будет иметь температуру ниже начальной температуры жидкости. После сепарации двухфазного потока паровая фаза направляется в энергоустановку, а жидкая с температурой ниже начальной возвращается в емкость-хранилище. Таким образом, в процессе газификации криогенного топлива одновременно происходит и его охлаждение. Система подачи криогенного топлива в энергетическую установку (рис. 1), реализующая предлагаемый способ газификации криогенной жидкости, защищена патентом РФ № 2347934 [3].

В теплоизолированной емкости содержится криогенное топливо в состоянии насыщения с температурой T_0 и давлением, соответствующим давлению насыщения при этой температуре $p = p_s(T_0)$. Криогенное топливо поступает из емкости 1 в дроссельное устройство 3 принудительно или самовытеснением под действием давления насыщенных паров $p_s(T_0)$. Возможен подогрев криогенного топлива с помощью теплообменника 2. В дроссельном устройстве при адиабатном расширении жидкости происходит ее частичное испарение и обра-

зование двухфазного парожидкостного потока, в котором температура жидкой фазы T_1 вследствие затрат энергии на парообразование будет меньше начальной температуры $T_1 < T_0$.

Далее двухфазный поток поступает в сепаратор 4, где происходит разделение его на жидкую и паровую фазы. Жидкая фаза с помощью насоса 8 возвращается в емкость 1, а паровая с помощью компрессора 5 подается в энергоустановку 7. В том случае, когда адиабатное расширение в дросселе проводится до атмосферного давления, из системы можно исключить компрессор 5.

Количество пара, образующегося при адиабатном расширении (течение) в дроссельном устройстве, зависит от начальных параметров процесса (p_0, T_0), давления в конце адиабатного расширения жидкости p_1 и расхода жидкости через дроссельное устройство. При неизменных параметрах процесса количество пара, образующегося в дросселе, будет определяться только расходом жидкости, который может управляться изменением проходного сечения дроссельного устройства.

Предлагаемая система газификации криогенных топлив обладает хорошей динамикой и легко управляется регулированием проходного сечения дроссельного устройства или изменением подачи жидкости в дроссельное устройство с помощью насоса и т.д. Представляет практический интерес и то, что в процессе работы устройства неиспарившаяся часть топлива будет иметь температуру $T_1 < T_0$. Эта часть, возвращаемая в емкость, снижает температуру в ней и уменьшает количество криогенного топлива, которое неизбежно должно попадать в дренаж, как компенсация внешних теплопритоков. Таким образом, данная система газификации криогенного топлива при подаче его в энергоустановку обладает не только хорошими динамическими характеристиками, но и позволяет увеличить коэффициент использования криогенного топлива.

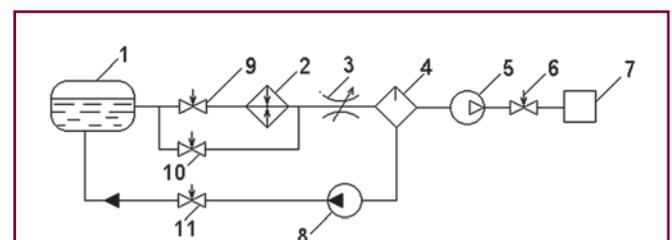


Рис. 1. Система подачи криогенного топлива в энергоустановку: 1 – теплоизолированная емкость с криогенным топливом; 2 – теплообменник; 3 – дроссельное устройство; 4 – сепаратор; 5 – компрессор, 6, 9, 10, 11 – запорные и регулирующие вентили; 7 – энергоустановка; 8 – насос

Процессы в газификаторе

Для расчета и проектирования системы газификации криогенного топлива необходимо знать такие характеристики дросселирования криогенной жидкости как количество паровой фазы, образующейся в дроссельном устройстве, расход через парогенерирующий канал рабочего тела, претерпевающего фазовые превращения, структура потока. Последнее необходимо для эффективной сепарации фаз в парожидкостном потоке.

В парогенерирующем канале дроссельного устройства происходит расширение криогенной жидкости. Вследствие падения давления рабочего тела ниже давления насыщения в потоке жидкости создаются условия для зарождения и развития паровой фазы. С учетом малой продолжительности пребывания рабочего тела в тракте канала расширение рабочего тела можно считать адиабатным. При равновесном расширении паросодержание двухфазного потока, образующегося в дроссельном устройстве, может быть найдено из условий изоэнтропного ($s = \text{const}$) расширения рабочего тела.

Будем считать, что начальное состояние жидкости, поступающей в парогенерирующий канал, соответствует состоянию насыщения, и энтропия является известной функцией давления [4], $s = s'(p_0)$. Энтропия двухфазной среды в конце процесса расширения s_1 определяется на основании свойств аддитивности через массовое паросодержание x и энтропии жидкой s' и паровой s'' фаз. Из условия неизменности энтропии ($s_0 = s_1$) в процессе расширения жидкости от давления p_0 до p_1 получим уравнение для определения массового паросодержания x двухфазной среды, образующейся в дросселе,

$$x = \frac{s'_0 - s'_1}{s''_1 - s'_1} \quad (1)$$

Уравнение (1) определяет количество пара, образующегося в равновесном адиабатном процессе расширения жидкости (рис. 2). В реальных процессах в дроссельном канале будет образовываться неравновесный двухфазный поток, в котором жидкая фаза будет находиться в перегретом (метастабильное) состоянии [5, 6]. Вследствие неравновесности количество паровой фазы, образующейся при реальном адиабатном расширении вскипающей жидкости, будет меньше, чем в равновесном. Для оценки реальных характеристик двухфазного потока, образующегося в дроссельном устройстве, выполнено численное исследование параметров двухфазного потока, образующегося при адиабатном течении криогенных жидкостей в каналах переменного сечения (сопла Лавалея). Сопла

Лавалея, как объект моделирования, выбраны из условий максимальной производительности по пару. Параметры двухфазного потока моделировались в одномерной и двумерной постановках задачи.

Одномерная модель

Одномерная модель базируется на следующих допущениях:

- течение одномерное;
- образование паровой фазы происходит в метастабильной области состояний при достижении в потоке капельной жидкости определенного перегрева, который в двухфазном потоке остается неизменным;
- жидкая фаза в двухфазном потоке находится в перегретом состоянии, паровая фаза в потоке – в насыщенном состоянии;
- фазы движутся с одинаковыми скоростями;
- плотность и энтальпия двухфазной среды определяются на основании свойств аддитивности через паросодержание и параметры состояния фаз;
- учитывается трение только жидкой фазы о стенку канала.

С учетом принятых допущений уравнения сохранения массы, количества движения и энергии примут вид

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\varphi \rho_n + (1-\varphi)\rho_{ж}} \left[\varphi \frac{d\rho_n}{dz} + (\rho_n - \rho_{ж}) \frac{d\varphi}{dz} + (1-\varphi) \frac{d\rho_{ж}}{dz} \right] + \\ & + \frac{1}{w} \frac{dw}{dz} + \frac{1}{f} \frac{df}{dz} = 0; \\ & \varphi \rho_n w \frac{dw}{dz} + (1-\varphi)\rho_{ж} w \frac{dw}{dz} + \frac{dp}{dz} + \Phi_{тр} = 0; \\ & x \frac{dh_n}{dz} + (h_n - h_{ж}) \frac{dx}{dz} + (1-x) \frac{dh_{ж}}{dz} + w \frac{dw}{dz} = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь φ – объемное паросодержание; ρ – плотность; w – скорость; h – энтальпия; $\Phi_{тр}$ – сила трения, отнесенная

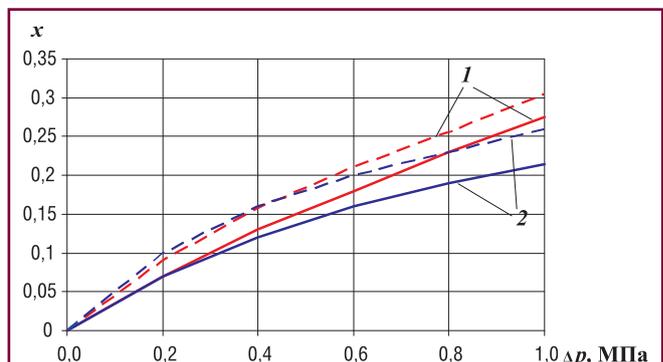
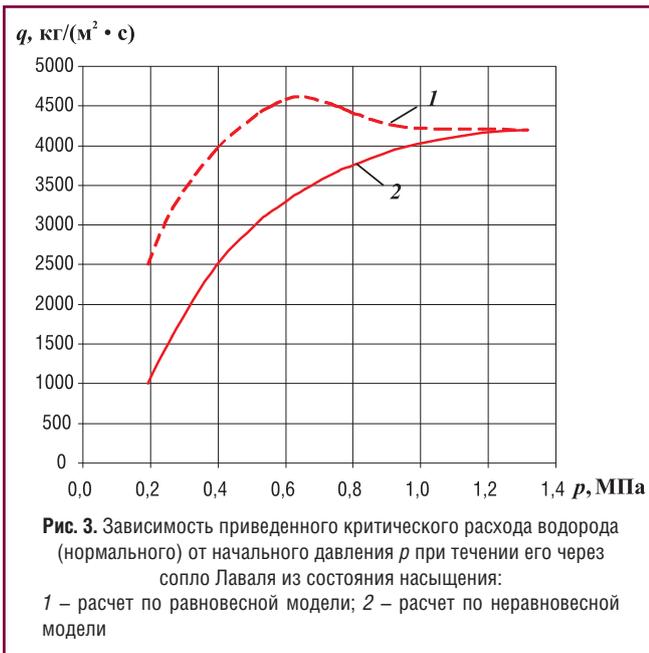


Рис. 2. Массовая доля пара, образующаяся в процессе адиабатного расширения криогенных топлив в дроссельном устройстве для различных перепадов давления $\Delta p = p_0 - p_1$ при $p_0 = 0,1$ МПа: 1 – водород (нормальный); 2 – метан; (----) – равновесный процесс; (—) – неравновесный процесс



к единице объема; z – координата; f – площадь проходного сечения канала.

Система уравнений (2) замкнута, если известны геометрия канала $f=f(z)$ и термодинамические свойства фаз, включая и метастабильную область состояний: $\rho_n = \rho''(p)$; $\rho_{ж} = \rho(T_{ж})$; $h_n = h''(p)$; $h_{ж} = h(T_{ж})$. Перегрев жидкости $\Delta T = T_{ж} - T_s(p)$, достижимый в процессе ее адиабатного течения в парогенерирующем канале, определялся как разность температуры жидкости $T_{ж}$ и температуры насыщения $T_s(p)$, соответствующей давлению p . Перегрев жидкости, соответствующий началу фазовых переходов в метастабильной жидкости, задавался согласно рекомендациям [6]. Величина $\Phi_{тр}$ определяется согласно рекомендациям [5].

Численное интегрирование системы уравнений (2) осуществлялось методом Рунге–Кутты. Алгоритм расчета включал условие критического течения, при котором расход через канал стремится к критическому $q \rightarrow q_{кр}$ и градиент давления по всему тракту канала имеет отрицательное значение $\frac{dp}{dz} < 0$. Как следует из результатов расчетов, представленных на рис. 2-3, равновесная модель дает завышенные значения паросодержания и заниженные расхода по сравнению с моделью, учитывающей термическую неравновесность процесса.

Результаты расчета неравновесного адиабатного расширения криогенных жидкостей выполнены для случая «предельного» неравновесного процесса, когда на поток жидкости не оказываются никаких воздействий,

инициирующих парообразование. В реальных устройствах вследствие различных воздействий (термические, акустические, механические и прочие) фазовые переходы могут происходить с меньшим отклонением от равновесных, а паросодержание и расход могут приближаться к равновесным значениям x и q .

Одномерная модель позволяет определять интегральные характеристики потока, например, расход, паросодержание, усредненное по сечению канала. Поскольку течение жидкости с фазовыми превращениями характеризуется существенной структурной неоднородностью потока, то для расчета и проектирования сепараторов, являющихся необходимым элементом газификатора криогенного топлива, наряду с интегральными характеристиками потока необходима информация о локальных параметрах потока. В первую очередь это относится к структуре потока. Для решения этой задачи выполнено численное исследование характеристик двухфазного потока по двумерной модели течения двухфазной среды.

Двумерная модель

Двумерная модель базируется на следующих допущениях:

- двумерное течение гетерофазной среды в канале переменного сечения;
- фазы движутся с различными скоростями и взаимодействуют между собой;
- теплообмен со стенками канала отсутствует.

Уравнение неразрывности для смеси имеет вид

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial \tau} + \nabla(\rho_m \bar{w}_m) = \dot{m}, \quad (3)$$

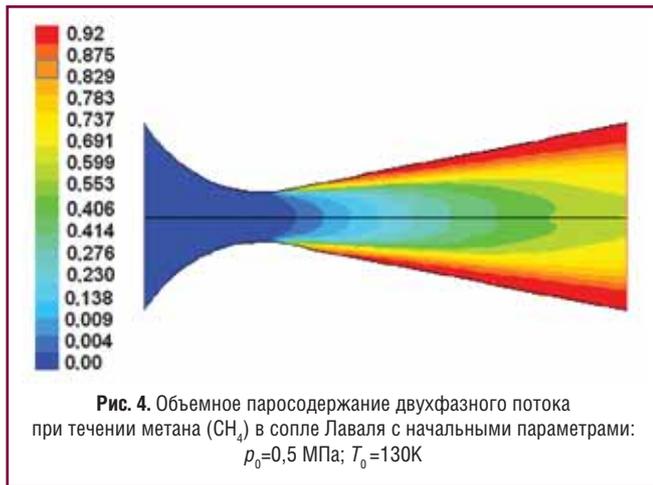
где $\rho_m = \sum_{i=1}^n \varphi_i \rho_i$ – плотность смеси; $\bar{w}_m = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i \rho_i w_i}{\rho_m}$ – усредненная скорость; \dot{m} – приращение массы в единицу времени в единице объема; τ – время; φ_i – объемное паросодержание i -й фазы.

Уравнение импульса для смеси получено путем суммирования n индивидуальных уравнений импульса для всех компонентов смеси и имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_m \bar{w}_m) + \nabla(\rho_m \bar{w}_m \bar{w}_m) = -\nabla p + \nabla[\mu_m(\Delta \bar{w}_m)] + \nabla \left(\sum_{i=1}^n \varphi_i \rho_i \bar{w}_{dr,i} \bar{w}_{dr,i} \right), \quad (4)$$

где $\mu_m = \sum_{i=1}^n \varphi_i \mu_i$ – динамическая вязкость смеси;

$\bar{w}_{dr,i} = \bar{w}_i - \bar{w}_m$ – скоростью дрейфа i -й фазы.



Уравнение энергии для смеси имеет следующий вид

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \sum_{i=1}^n (\varphi_i \rho_i E_i) + \nabla \cdot \sum_{i=1}^n [\varphi_i w_i (\rho_i E_i + p)] = -\nabla [\lambda_{ef} \nabla T]. \quad (5)$$

Здесь $\lambda_{ef} = (\lambda + \lambda_{turb})$ – эффективная теплопроводность; λ_{turb} – турбулентная теплопроводность (согласно используемой турбулентной модели $k-\varepsilon$); E_i – удельная энергия i -й фазы.

Детальное описание величин, входящих в систему уравнений (3)-(5), и условий фазовых переходов представлено в [7]. При описании механизма зарождения паровой фазы использовалась гипотеза Дина [8], согласно которой зародыши паровой фазы образуются в центре вихрей, генерируемых в турбулентном потоке жидкости. Численное моделирование условий зарождения паровой фазы в потоке жидкости было выполнено для случая двумерного течения жидкости в канале переменного сечения. Решалась обратная задача при заданном расходе жидкости через канал, который определялся при решении одномерной задачи из системы уравнений (2). В результате расчетов получены поля давлений, скорости, паросодержания и другие характеристики турбулентного потока жидкости. Для расчета характеристик потока использовалась стандартная программа FLUENT. Результаты расчетов конфигурации фронта парообразования и полей объемных концентраций паровой фазы в канале для случая адиабатного истечения метана через сопла Лавалья представлены на рис. 4.

Двухфазный поток в тракте парогенерирующего канала характеризуется существенной структурной неоднородностью, что соответствует экспериментальным данным [6]. В периферийной области потока объемное паросодержание близко к единице, в то время как центральная область потока занята преимущественно жидкой фазой, и паросодержание не превышает значений

$\varphi \approx 0,5$. Такую особенность двухфазного потока следует учитывать при расчете и проектировании устройств сепарации фаз.

Предложена система газификации криогенного топлива для транспортных энергоустановок, которая обладает хорошими динамическими характеристиками и позволяет уменьшить потери криогенных топлив в режиме эксплуатации. Рассмотрены процессы в дроссельном устройстве газификатора. Выполнено численное моделирование характеристик газификатора на базе равновесной и неравновесной моделей. Результаты расчетов количества паровой фазы, образующейся в дросселе из единицы массы жидкости, расхода и полей концентрации фаз в дроссельном канале могут быть использованы при проектировании и создании систем подачи топлива в двигатели транспортных установок.

Работа выполнена в рамках реализации Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., государственный контракт П2467, проект «Разработка ресурсосберегающих технологий использования криогенных топлив».

Литература

- Кириллов Н.** Природный газ как моторное топливо: СПГ или КПГ? // Автомобильный транспорт. – 2002. – № 5. – С. 44-45.
- Постоев С.К., Стреляев В.С.** Структурная схема криогенно-топливного авиационного комплекса // Проблемы энергетики воздушного транспорта: Сб.ст. – 1989. – С. 379-387. (Тр. ЦИАМ; №1272).
- Тонконог В.Г., Арсланова С.Н.** Система подачи криогенного топлива в энергетическую установку. Патент РФ на изобретение № 2347934, опублик. 27.02.2009. Бюл. 8.
- Варгафтик Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. – 720 с.
- Дейч М.Е., Филиппов М.Е.** Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоатомиздат, 1981. – 472 с.
- Tonkonog V.G., Gortyshov Yu.F.** Phase Transitions in a Liquid Flow // Heat Transfer Research. – 2007. – Vol. 38. – № 7. – P. 661-668.
- Тонконог В.Г., Бакоуш А.М.** Моделирование условий зарождения паровой фазы в потоке жидкости: Изв. вузов // Авиационная техника. – 2006. – № 4. – С. 47-49.
- Дин Р.** Образование пузырей: сб. науч. ст. / Вопросы физики кипения. – М.: МИР, 1964. – С. 13-27.

Формирование гибких технологий диагностирования и ремонта системы питания ГБА

В.А. Зенченко,
профессор МАДИ, к.т.н.,
Ю.Н. Фролов,
профессор МАДИ, к.т.н.,
Ю.В. Панов,
профессор МАДИ, к.т.н.,
А.В. Ширяев,
аспирант МАДИ

В статье представлен один из подходов к формированию гибких технологий диагностирования и восстановления работоспособности системы питания газобаллонных автомобилей. Показана математическая модель и пример ее использования при составлении оптимальных планов поиска неисправностей для автомобилей, имеющих разный накопленный пробег на момент диагностирования.

Ключевые слова: газобаллонные автомобили, газовые системы питания, диагностика, надежность, пропан-бутан, электронная система управления.

The formation of flexible technologies of diagnostics and repairing the fuel supply system of LPG vehicles

V.A. Zenchenko, Y.N. Frolov,
Y.V. Panov, A.V. Shiryayev

The article describes one of the approaches to the formation of flexible technologies of diagnostics and repairing the fuel supply system of LPG vehicles. It is also presents the received mathematical model and it is applying in the composition of optimal plan searching the faults for cars with different cumulative run at the diagnostics moment.

Keywords: gas-bottle automobiles alternate combustible, gas supply systems, diagnostics, reliability, LPG, an electronic control system.

В мировой и отечественной практике в последнее десятилетие наблюдается интенсивный рост использования газового топлива на автомобильном транспорте. В 2010 г. мировой парк газобаллонных автомобилей (ГБА), работающих на пропан-бутане и метане, составил 17,4 и 11,3 млн соответственно и продолжает расти [1]. Данная тенденция обусловлена возросшими требованиями к автотранспортным средствам (АТС) по снижению затрат на их эксплуатацию, ужесточению экологических норм к токсичности отработавших газов (ОГ) и наличию развитой инфраструктуры заправки автомобилей газовым топливом.

Вместе с тем нормативно-техническая документация (НТД) по эксплуатации и обслуживанию ГБА [2], разработанная ранее, не соответствует сегодняшнему уровню развития автомобилей, оснащаемых электронными системами управления двигателем (ЭСУД). Для эффективной эксплуатации данных автомобилей требуется разработка гибких технологий диагностирования и ремонта газовых систем питания (ГСП) с электронным управлением, учитывающих старение топливной аппаратуры с увеличением накопленного пробега.

На кафедре эксплуатации автомобильного транспорта и автосервиса московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по формированию гибких технологий диагностирования и ремонта системы питания газобаллонных автомобилей. Разработанные технологии учитывают пробег автомобилей с начала эксплуатации и в зависимости от него видоизменяются как по перечню работ, так и по порядку их выполнения.

Исследования выполнены на автомобилях ВАЗ 10-го модельного ряда с ЭСУД Bosch 1.5.4N, оборудованных газовой системой с электронным блоком управления (ЭБУ) А.Е.В. 175 Leonardo (рис. 1), и включают четыре этапа (рис. 2).

В рамках исследований на **первом этапе** получены следующие оценки токсичности ОГ:

- для условий эксплуатации по методике ГОСТ Р 17.2.02.06–1999;
- с использованием ненагруженных барабанов динамометрического стенда по методике проф. А.П. Болдина;
- на режимах установившегося движения на нагруженных барабанах;
- с использованием ездовых циклов (ГОСТ Р 41.83–99);
- при влиянии наиболее часто встречающихся в эксплуатации неисправностей элементов систем питания и управления двигателем ГБА.

Результаты показали, что в реальных условиях эксплуатации ГБА токсичность ОГ может быть выше допустимых норм.

Например, автомобиль ВАЗ 21102, проехавший 20 тыс. км, при поступлении на пост диагностирования имеет повышенное содержание оксидов углерода до 5,8 %, а углеводородов до 512 млн⁻¹ (рис. 3). Контрольно-диагностические и ремонтные работы систем питания и управления двигателем позволяют привести

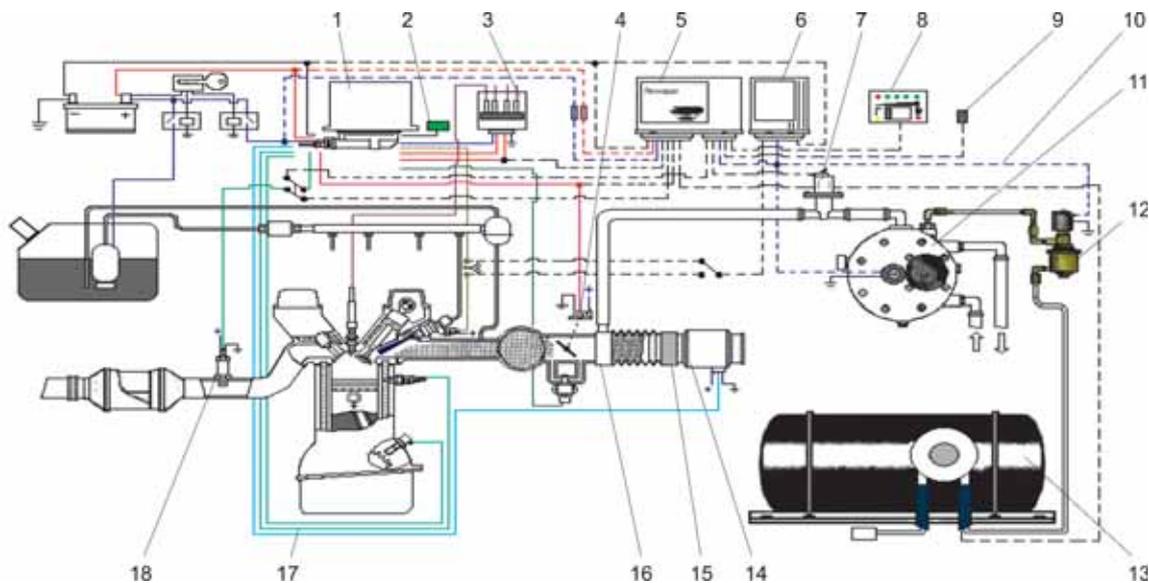


Рис. 1. Общая схема газовой системы питания с ЭБУ Leonardo и ЭСУД Bosch 1.5.4N:

1 – электронный блок управления Bosch; 2 – диагностический разъем ЭБУ Bosch; 3 – модуль зажигания; 4 – датчик положения дроссельной заслонки; 5 – электронный блок управления Leonardo; 6 – эмулятор форсунок; 7 – электрический дозатор газа; 8 – переключатель вида топлива; 9 – диагностический разъем ЭБУ Leonardo; 10 – электропроводка газовой системы питания; 11 – редуктор-испаритель; 12 – электромагнитный клапан газа; 13 – баллон с арматурой; 14 – датчик массового расхода воздуха; 15 – обратный клапан; 16 – смеситель; 17 – штатная электропроводка; 18 – датчик кислорода

показатели токсичности к допустимым нормам. Замена загрязненного воздушного фильтра снизила выбросы CO на 30 %, а регулировка редуктора – на 95 %.



Рис. 2. Этапы теоретических и экспериментальных исследований

Результаты испытания VAZ 21113 на нагруженных барабанах динамометрического стенда позволили определить массовое содержание вредных веществ в ОГ в зависимости от скорости движения (рис. 4). При этом наибольшее количество выбросов CO и CH наблюдается при движении автомобиля со скоростью 15 км/ч на первой передаче.

Второй этап исследований предусматривал получение оценочных показателей надежности элементов ГСП в режиме ускоренных испытаний и затрат (абсолютные и удельные) на поддержание работоспособности ГСП и ЭСУД ГБА.

Число объектов, порядок проведения испытаний и критерии их прекращения базировались на использовании цензурированных планов испытаний [NUR], [NUT], [NRr], [NRT] и [NUz] [3] (таблица).

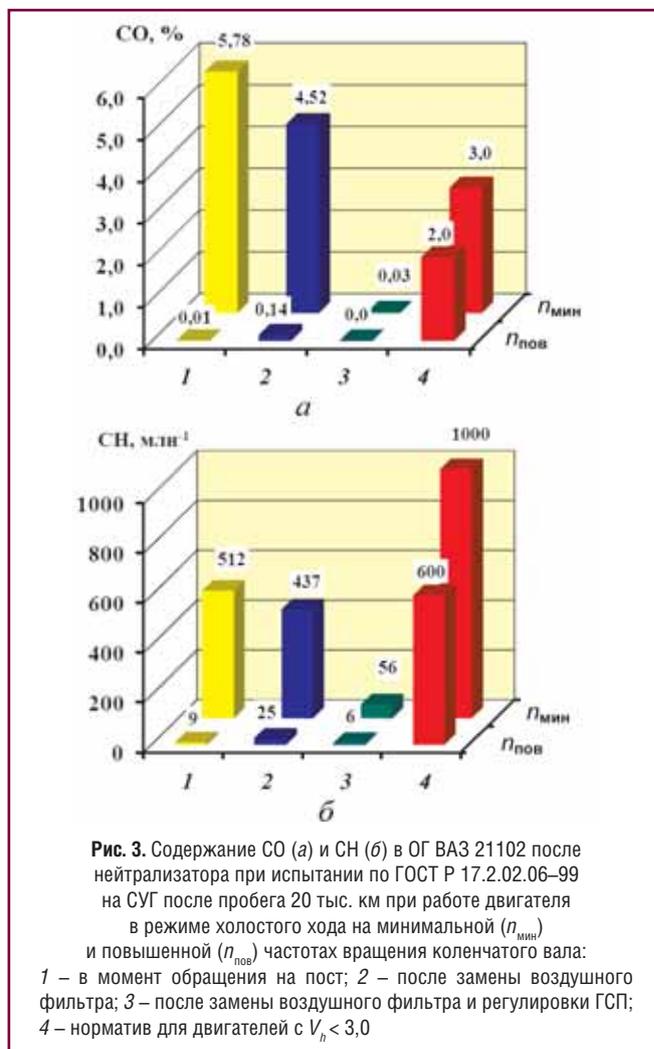
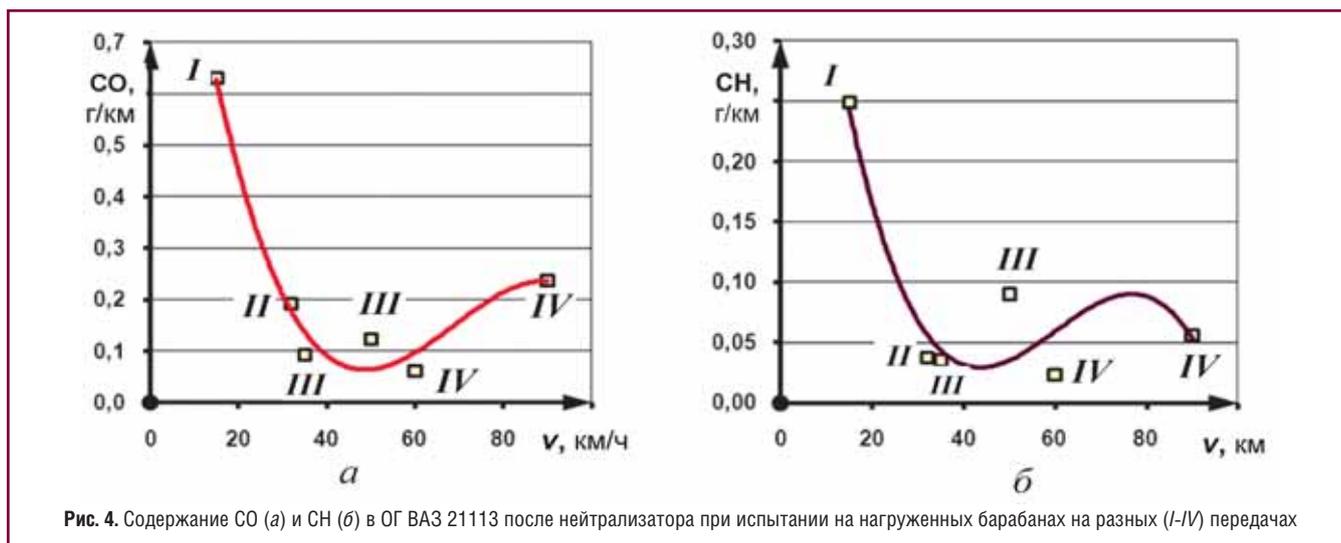


Рис. 3. Содержание CO (а) и CH (б) в ОГ VAZ 21102 после нейтрализатора при испытании по ГОСТ Р 17.2.02.06–99 на СУГ после пробега 20 тыс. км при работе двигателя в режиме холостого хода на минимальной ($n_{мин}$) и повышенной ($n_{пов}$) частотах вращения коленчатого вала:

1 – в момент обращения на пост; 2 – после замены воздушного фильтра; 3 – после замены воздушного фильтра и регулировки ГСП; 4 – норматив для двигателей с $V_h < 3,0$



Показатели надежности элементов ГСП с ЭБУ Leonardo и ЭСУД Bosch 1.5.4N по отказам и неисправностям для ГБА ВАЗ 10-го модельного ряда

Элемент / вид работы	Код работы j	Средняя наработка L , тыс.км	Коэффициент вариации $v(L)$	Гамма-процентная наработка L_γ , тыс. км, при $\gamma = 0,90 / \gamma = 0,95$	Ведущая функция потока отказов на гарантийном пробеге, $\Omega_j(L_j)$	Удельные затраты на обслуживание и ремонт $S_{уд}$, руб./тыс.км
Воздушный фильтр / замена	1	17,95	0,37	9,45 / 7,06	2,911	7,763
Винт холостого хода редуктора / регулировка	2	17,03	0,495	6,66 / 4,75	3,146	18,35
Фильтр клапана холостого хода редуктора / очистка	3	35,57	0,303	21,9 / 17,91	1,233	1,849
Фильтр электромагнитного клапана газа / замена	4	28,34	0,189	21,49 / 19,57	1,635	15,533
Мембраны и клапаны редуктора / проверка, замена	5	35,61	0,193	27,02 / 24,34	1,204	92,472
Электронный дозатор газа / проверка, замена	6	130,58	0,98	15,18 / 7,6	0,440	15,389
Датчик кислорода / проверка, замена	7	68,39	0,237	47,68 / 41,83	0,405	8,784
Датчик положения дроссельной заслонки / проверка, замена	8	24,3	1,0	2,62 / 1,28	2,469	37,037
Датчик массового расхода воздуха / проверка, замена	9	50,95	0,98	5,92 / 2,96	1,158	53,067
Нейтрализатор ОГ / проверка, замена	10	73,99	0,98	8,6 / 4,3	0,791	47,467
Винт клапана второй ступени редуктора / регулировка	11	22,524	0,38	10,3 / 7,7	2,236	13,044
Клапаны ГРМ / замена, притирка, регулировка	12	91,27	0,36	44,2 / 33,78	0,222	20,886
Модуль зажигания / проверка, замена	13	27	0,237	18,78 / 16,47	1,750	49,592

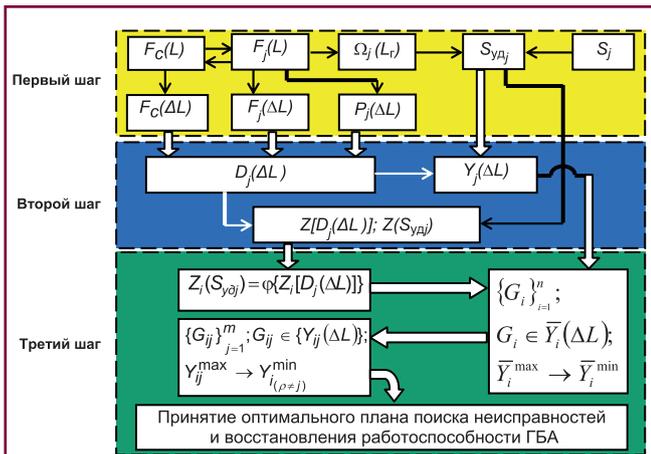


Рис. 5. Схема математической модели формирования оптимальных планов поиска и устранения неисправностей (основанная на анализе показателей надежности элементов ГСП и ЭСУД ГБА, методах теории информации, учета затрат на их устранение), а также восстановления работоспособности ГБА:

j – код работы по элементам ГСП и ЭСУД; i – индекс однородного класса (группа) кодов работ по факторам $S_{y_{dj}}$ и $D_j(\Delta L)$; ΔL – межсервисный интервал пробега

Полученные результаты стали основой для разработки на **третьем этапе** математической модели формирования планов (рис. 5) поиска и устранения неисправностей элементов ГСП и ЭСУД ГБА.

Исходной информацией для **первого шага** реализации данной модели являются следующие показатели:

$F_C(L)$ – вероятность возникновения неисправностей и отказов по всей совокупности исследуемых элементов ГСП и ЭСУД на пробеге L ;

$F_C(\Delta L)$ – вероятность возникновения неисправностей и отказов по всей совокупности исследуемых элементов ГСП и ЭСУД на межсервисном интервале пробега ΔL ;

$F_j(L)$ – вероятность возникновения неисправностей и отказов по отдельным элементам ГСП и ЭСУД на пробеге L ;

$F_j(\Delta L)$ – вероятность возникновения неисправностей и отказов по отдельным элементам ГСП и ЭСУД на межсервисном интервале пробега ΔL ;

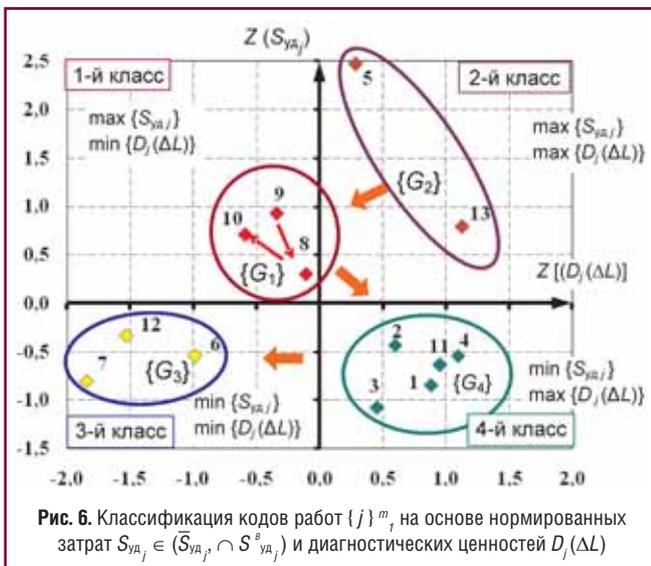


Рис. 6. Классификация кодов работ $\{j\}^m$, на основе нормированных затрат $S_{y_{dj}} \in (\bar{S}_{y_{dj}}, \cap S_{y_{dj}}^a)$ и диагностических ценностей $D_j(\Delta L)$

$\Omega_j(L_i)$ – значения ведущих функций потока отказов на гарантийном пробеге L_i ;

$P_j(\Delta L)$ – вероятность безотказной работы элементов ГСП и ЭСУД с j -ми кодами работ на интервале пробега ΔL ;

$S_{y_{dj}}$ – удельные затраты на обслуживание и ремонт элементов ГСП и ЭСУД с j -м кодом работ;

S_j – общие затраты на обслуживание и ремонт элементов ГСП и ЭСУД с j -м кодом работ.

Ведущими показателями данной модели на **втором шаге** являются диагностическая ценность обследования $D_j(\Delta L)$ и удельные затраты на обслуживание и ремонт $S_{y_{dj}}$. При этом диагностическая ценность обследования $D_j(\Delta L)$ представляет собой информационную меру признака [4], характеризующую состояние отказа или работоспособности элементов ГСП и определяется уравнением вида:

$$D_j(\Delta L) = -[F_j(\Delta L) \log_2 \frac{F_j(\Delta L)}{F_C(\Delta L)} + P_j(\Delta L) \log_2 \frac{P_j(\Delta L)}{F_C(\Delta L)}]. \quad (1)$$

Еще одним параметром модели, определяемым на втором шаге, является интегральная оценка $Y_j(\Delta L)$ одновременного учета диагностической ценности обследования и удельных затрат:

$$Y_j(\Delta L) = \begin{cases} \bar{Y}_j(\Delta L) = D_j(\Delta L) \bar{S}_{y_{dj}} & \text{– для средних удельных затрат;} \\ Y_j^b(\Delta L) = D_j(\Delta L) S_{y_{dj}}^b & \text{– для верхних толерантных границ удельных затрат, определенных для вероятности } \alpha \geq 0,9. \end{cases}$$

Далее для полученных значений $D_j(\Delta L)$ и $S_{y_{dj}}$ рассчитываются нормированные отклонения $Z[D_j(\Delta L)]$ и $Z[S_{y_{dj}}]$ [5].

На **третьем шаге** модели выполняется разделение кодов работ j на четыре класса $\{G_i\}_{i=1}^n$ с целью формирования однородных групп через зависимости $Z_i(S_{y_{dj}}) = \varphi\{Z_i[D_j(\Delta L)]\}$ и представления результатов в двумерном пространстве (рис. 6).

Порядок диагностирования классов определяется с учетом математических ожиданий $M[Y(\Delta L)] = \bar{Y}_j(\Delta L)$ интегральных показателей $Y_{ij}(\Delta L)$ работ, входящих в i -е классы, и представлен на рис. 6 оранжевыми стрелками. Сначала выполняются работы, объединенные во 2-й класс $\{G_2\}$, далее работы 1-го класса $\{G_1\}$, потом 4-го $\{G_4\}$ и в последнюю очередь работы 3-го класса $\{G_3\}$.

Приоритетность выполнения работ внутри сформированных классов $\{G_{ij}\}_{j=1}^m$ для $G_{ij} \in \{Y_{ij}(\Delta L)\}$ определяется значениями $Y_{ij}(\Delta L)$ в порядке их убывания от максимального к минимальному $Y_{ij}^{\max}(\Delta L) \rightarrow Y_{ij}^{\min}(\Delta L)$ и показана красными стрелками для 1-го класса. Первой работой будет проверка датчика массового расхода воздуха j_9 , потом проверка датчика положения дроссельной заслонки j_8 и в заключение проверка нейтрализатора отработавших газов j_{10} .

Реализация разработанной математической модели позволила создать на **четвертом этапе** гибкие технологии диагностирования и ремонта системы питания ГБА, изменяющиеся в зависимости от пробега автомобиля с начала эксплуатации.

Фрагменты сформированных технологий, содержащие оптимальный порядок выполнения диагностических работ для ГБА, находящихся на разных интервалах межсервисного пробега, и их использование на практике представлены на рис. 7, 8.

Пример 1

Если поступивший на диагностику ГБА имеет пробег от 20 до 30 тыс. км (см. рис. 7), то в первую очередь необходимо оценить техническое состояние мембран и клапанов редуктора, а также работоспособность модуля зажигания (2-й класс, работы j_5 и j_{13}). При обнаружении неисправности элемента дальнейший поиск прекращают, а элемент восстанавливают.

Во вторую очередь проверяют элементы, вошедшие в 1-й класс: датчик массового расхода воздуха j_9 , датчик положения дроссельной заслонки j_8 и нейтрализатор ОГ j_{10} .

В третью очередь выполняют работы 4-го класса: оценивают состояние фильтра электромагнитного клапана газа j_4 , регулировочных винтов холостого хода j_2 и клапана второй ступени редуктора j_{11} , состояние воздушного фильтра j_1 и фильтрующего элемента клапана холостого хода редуктора j_3 .

И в заключение проверяют техническое состояние элементов 3-го класса: электронного дозатора газа j_6 , клапанов газораспределительного механизма j_{12} , датчика кислорода j_7 , имеющих самые низкие значения интегральной оценки Y_{ij} .

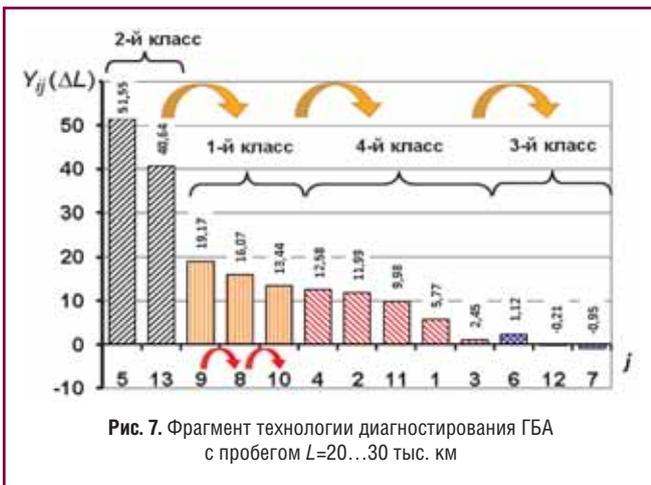


Рис. 7. Фрагмент технологии диагностирования ГБА с пробегом $L=20...30$ тыс. км

Пример 2

Газобаллонный автомобиль с пробегом от 40 до 50 тыс. км будет проходить диагностику по плану, представленному на рис. 8. В этом случае в первую очередь необходимо оценить техническое состояние мембран и клапанов редуктора j_5 , работоспособность ДМРВ j_9 , состояние нейтрализатора j_{10} и ДПДЗ $j=8$ (2-й класс, работы j_5, j_9, j_{10}, j_8).

На втором шаге проверяют элементы, вошедшие в 4-й класс: датчик кислорода j_7 и состояние фильтра клапана холостого хода редуктора j_3 . На третьем – элементы 3-го класса в следующем порядке: $j_{12}, j_6, j_{11}, j_4, j_1, j_2$. И в последнюю очередь работы 1-го класса – работоспособность модуля зажигания j_{13} .

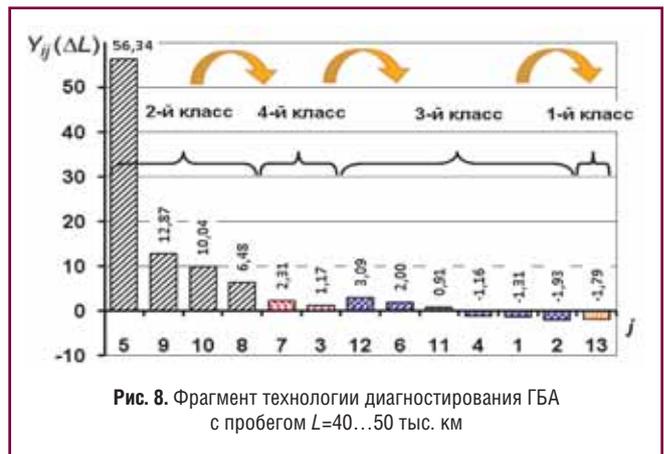


Рис. 8. Фрагмент технологии диагностирования ГБА с пробегом $L=40...50$ тыс. км

Представленные примеры показывают, как меняется порядок диагностирования элементов ГСП и ЭСУД газобаллонных автомобилей, имеющих разный пробег с начала эксплуатации на момент диагностирования.

Таким образом, выполненные исследования дали возможность разработать и реализовать подход к формированию гибких технологий диагностирования и восстановления работоспособности технических систем АТС на примере ЭСУД и ГСП ГБА.

Разработанные технологии позволяют минимизировать трудоемкость диагностирования за счет рациональной последовательности выполнения диагностических операций при ремонте автомобилей, имеющих различные пробеги с начала эксплуатации.

Используемые в работе подходы являются универсальными и могут быть применены для формирования гибких технологий диагностирования и восстановления работоспособности ГБА, оснащенных газовыми системами питания нового поколения.

Литература

1. Пронин Е.Н. Биогазовые и водородные технологии как инструмент повышения эффективности транспорта // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 5. – С. 30-33.
2. РД 03112194-1094-03 «Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжиженном нефтяном газе». – М.: ФГУП НИИАТ, 2003. – 105 с.
3. Кузнецов Е.С., Низов М.А., Зенченко В.А. и др. Методика определения показателей надежности автомобилей при проведении сравнительных эксплуатационных испытаний в условиях международных перевозок. – М.: АСМАП, 2002. – 200 с.
4. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
5. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и дополн. / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

Предотвращение ущерба окружающей среде от несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов

Н.Г. Певнев,

профессор, зав. кафедрой СибАДИ, д.т.н.,

Э.Р. Раенбагина,

аспирантка СибАДИ,

В.И. Гурдин,

профессор СибАДИ, д.т.н.

В статье проанализирована ситуация с экологическими последствиями несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов. Рассчитан ущерб от выбросов сжиженного углеводородного газа (СУГ) в окружающую среду. Предложены мероприятия для предотвращения ущерба окружающей среде.

Ключевые слова: газобаллонный автомобиль, СУГ, несанкционированный слив газа, вредные вещества (ВВ), ущерб окружающей среде, пост слива газа.

Prevention of environmental damage from the unauthorized overflow of gas from the car's balloon

N.G. Pevnev, E.R. Raenbagina, V.I. Gurdin

The situation with ecological consequences of unauthorized overflow of gas from the car's balloon is analyzed in the article. Damage from LPG emissions into the environment is calculated. Measures to prevent environmental damage are proposed.

Keywords: the gas automobile, LPG, unauthorized overflow of gas, harmful substances, environmental damage, post overflow of gas.

На сегодняшний день, по данным Омской транспортной инспекции, в Омске и Омской обл. зарегистрировано около 31 тыс. автомобилей, работающих на СУГ. Число работающих АГЗС в Омске – 51 (рис. 1), предприятий по монтажу газобаллонного оборудования (ГБО) и обслуживанию газобаллонных автомобилей (ГБА) – 28. С учетом всего этого следует отметить достаточную развитость инфраструктуры, обеспечивающей эксплуатацию газобаллонных автомобилей.

С 1985 г. в регионе произошел интенсивный рост числа ГБА (рис. 2). До 1991 г. разрешение на их переоборудование для работы на СУГ получали только автомобили, находящиеся в ведении предприятий. Например, грузовые автомобили автотранспортных предприятий (АТП) и легковые такси, зарегистрированные в таксопарках. К 1991 г. число ГБА составило 1,5 тыс. После 1991 г. возможность переоборудования автомобилей получили и частные владельцы. Именно это стало толчком к интенсивному

росту ГБА в регионе, так как стоимость газового топлива была в 4 раза ниже стоимости бензина. К 2000 г. число ГБА достигло 20 тыс. В этот период в городе интенсивно развивалась газовая инфраструктура, появились около 30 пунктов по переоборудованию и обслуживанию ГБА, а также АГЗС во всех районах города. С 2000 по 2010 г. число ГБА продолжало расти, но уже не так интенсивно (см. рис. 2).

Большинство газобаллонных автомобилей заняты пассажирскими перевозками в качестве маршрутных такси. Для осуществления данного вида деятельности необходимо получить лицензию на пассажирские перевозки, а значит быть приписанным к какому-либо АТП. На АТП хранятся автомобили и осуществляется медицинское освидетельствование водителя. Обслуживаются автомобили в основном по договору с близлежащими предприятиями по обслуживанию ГБА.

Большая часть легковых такси также использует в качестве топлива СУГ. На сегодняшний день таксопарков, имеющих на своем балансе автомобили, крайне мало. Работа большинства служб такси организована следующим образом: организатор арендует офис, принимает на работу диспетчеров и водителей такси с личными автомобилями. Практически все участники рынка сходятся во мнении, что собственный таксопарк – обычно предприятие с низким уровнем рентабельности. Собственный автопарк требует очень больших вложений, кроме того, чтобы бизнес был рентабельным необходимо обеспечивать постоянную работу всех автомобилей и не допускать простоя. Наконец, для обеспечения хорошего технического состояния автомобиля лучше, если у него будет один хозяин, поэтому в большинстве служб такси работают водители с личными автомобилями. Их цель – снижение собственных затрат на топливо путем установки газобаллонного оборудования. Водитель обслуживает свой автомобиль

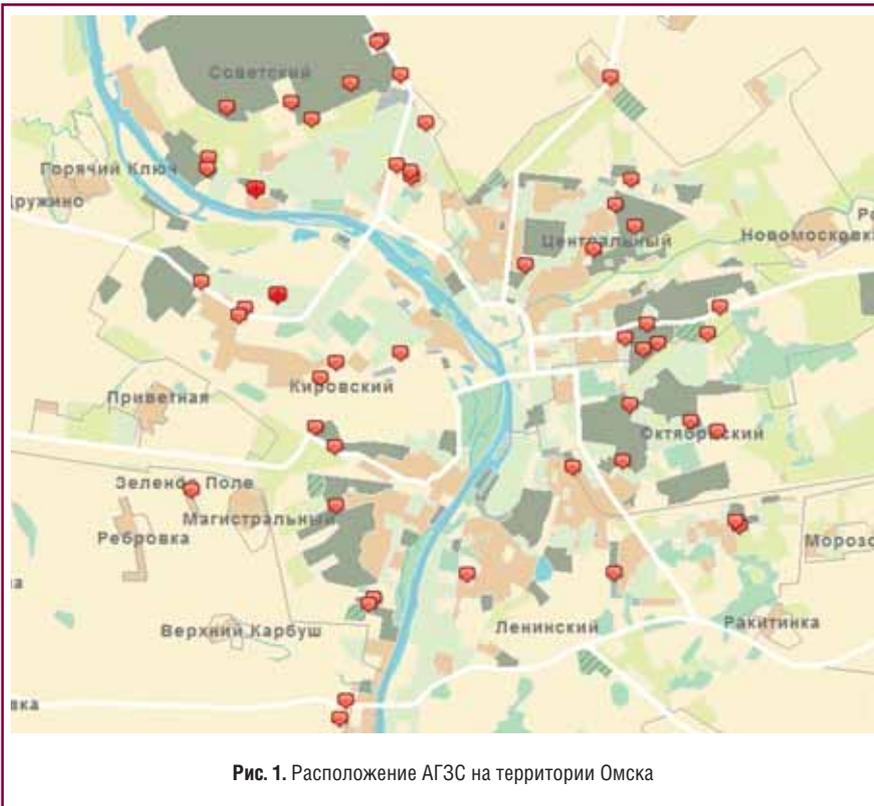


Рис. 1. Расположение АГЗС на территории Омска

самостоятельно, заезжая на станцию технического обслуживания (СТО), а также сам заботится о его хранении.

Техническая эксплуатация газобаллонных автомобилей предусматривает ряд специфических операций, куда относится слив сжиженного газа из автомобильных газовых баллонов (рис. 3), который разрешен только на

посту слива СУГ для предотвращения загрязнения окружающей среды, скопления взрывоопасных газовых облаков в низинах и ямах, а также для последующего использования. Слив СУГ также требует наличия двух мест в системе питания ГБА для присоединения шлангов: первого – для подвода к баллону избыточного давления

(подводящий шланг); второго – для слива из баллона жидкой фазы и отсоса паровой фазы (сливной шланг) [1].

Если на газобаллонный автомобиль установлен баллон, оборудованный запорно-предохранительной арматурой, состоящей из отдельных вентилях разного назначения, то никаких проблем при сливе газа не возникнет (рис. 4).

На сегодняшний день около 90 % автомобильных газовых баллонов вместо отдельных вентилях оборудованы моноблоком со скоростным клапаном в расходной линии, а также выносным заправочным устройством (ВЗУ) с обратным клапаном вместо заправочного вентиля на баллоне (рис. 5). Из такого баллона газ слить невозможно, так как при увеличении скорости перемещения газа скоростной клапан перекрывает магистраль.

В настоящее время в Омске посты слива газа отсутствуют, видимо, потому, что нормативным документом [2] предписывается наличие поста слива газа либо на АГЗС, либо на специально организованной площадке на АТП, где хранятся и обслуживаются газобаллонные автомобили. В документе четко не указано, где именно должен находиться пост слива газа, поэтому они отсутствуют и на АТП, и на АГЗС.

Из-за отсутствия постов слива газа происходят грубые нарушения в технологическом процессе эксплуатации газобаллонных автомобилей, которые отрицательно влияют на экологическую обстановку в жилой зоне города, наносят вред здоровью людей, а также могут быть причиной взрыва, повлечь материальные убытки и человеческие жертвы.

Частые заезды на СТО происходят в межсезонье – весной и осенью. При проведении сварочных и малярных работ в процессе ремонта баллонов и их арматуры (моноблок) требуется слить СУГ из газового баллона. На СТО специальные посты отсутствуют. Водитель вынужден выпускать газ в атмосферу перед демонтажом

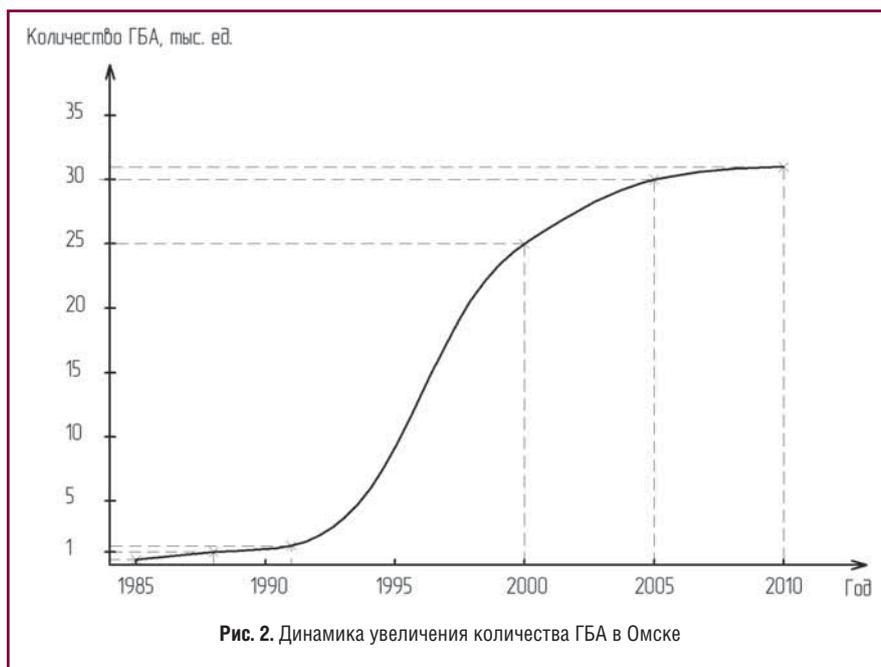
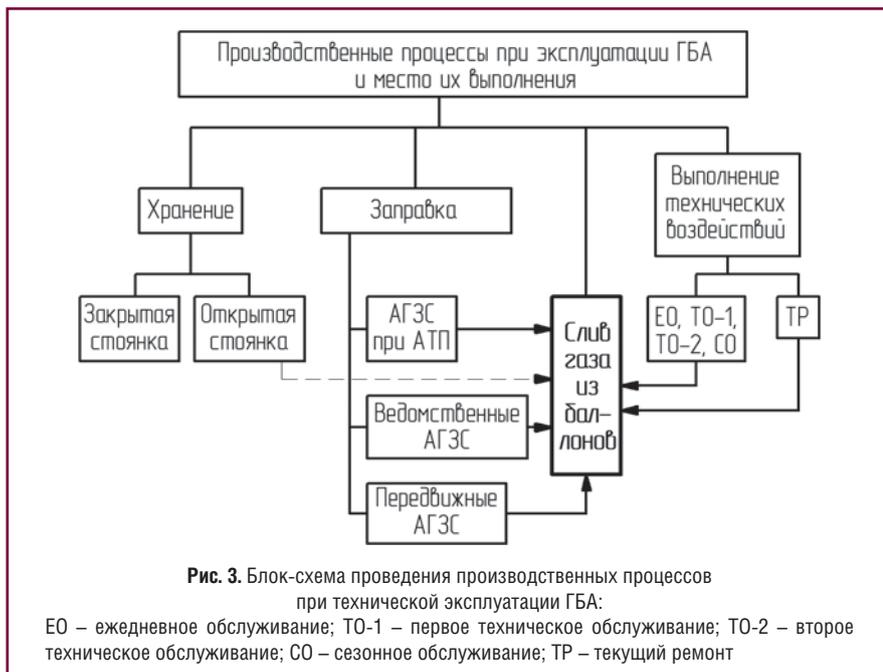


Рис. 2. Динамика увеличения количества ГБА в Омске



моноблока. Слив СУГ из газового баллона необходимо осуществлять также при испытании газовой системы питания на герметичность сжатым воздухом или негорючим газом (N_2 , CO_2) под давлением 1,6 МПа (опрессовка) и при снятии баллонов для их освидетельствования или замены. При заправке газовых баллонов могут возникнуть аварийные ситуации, связанные с отказом запорно-предохранительной арматуры, требующие немедленного слива газа из баллона.

Невыполнение требований нормативных документов, а, следовательно, нарушение технологического процесса эксплуатации ГБА заключается в выпуске газа в окружающую среду при необходимости опорожнить газовый баллон с неисправной

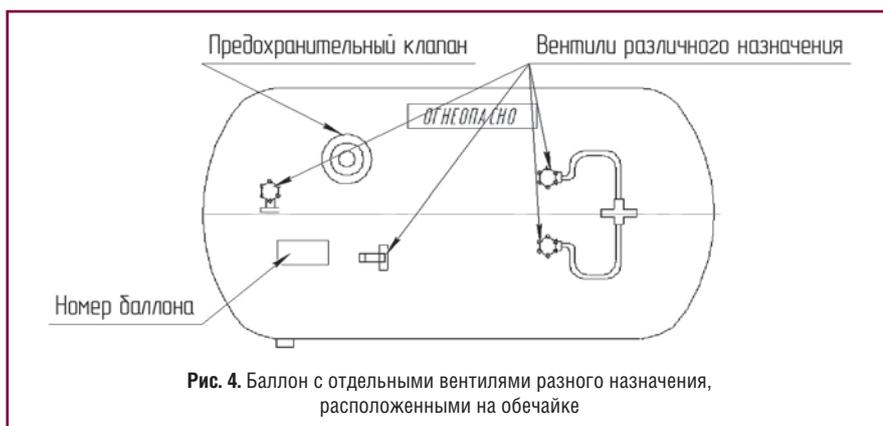
запорно-предохранительной арматурой. Такие случаи являются вынужденной мерой для владельцев газобаллонных автомобилей.

Сжиженные углеводородные газы в природе не имеют запаха, бесцветны, неядовиты, тяжелее воздуха, в жидком виде обладают большим коэффициентом объемного расширения. Анализ состава СУГ показывает, что в основном их компонентами являются пропан, бутан (либо их смесь), а также добавки этилена, пропилена, бутилена. Кроме того, в СУГ для определения его по запаху добавляют этилмеркаптан (табл. 1).

Сжиженные газы характеризуются низкой температурой кипения, поэтому в аварийных ситуациях при испарении в атмосферу из

трубопровода или резервуара охлаждаются до отрицательной температуры. Жидкая фаза, попадая на окружающие предметы, в том числе на незащищенную кожу человека, и интенсивно испаряясь, охлаждает их и может привести к обморожению [3], характер воздействия которого напоминает ожог. Заживление ран продолжается длительное время. Попадая в легкие, пары сжиженных газов могут их переохладить, вызвать обморожение.

Сжиженные углеводородные газы представляют собой смесь химических соединений, состоящую в основном из водорода и углерода с различной структурой молекул. Пары тяжелых углеводородов вытесняют воздух из легких, человек быстро теряет сознание, наступает удушье и возможен летальный исход. По ГОСТ 12.1.007 они включены в 4-й класс вредных токсических веществ как малоопасные [4-7]. Предельно-допустимая концентрация (ПДК) в



воздухе рабочей зоны (в пересчете на углерод) предельных углеводородов – 300 мг/м³, непредельных – 100 мг/м³. Кроме того, сжиженные газы, полученные из природных газов некоторых месторождений, содержат сероводород и другие сернистые соединения, которые являются сильными нервнопаралитическими ядами.

Углеводороды в атмосфере подвергаются различным превращениям (окисление, полимеризация), взаимодействуя с другими атмосферными загрязнителями, прежде всего под действием солнечной радиации. В результате этих реакций образуются перекиси, свободные радикалы,

Таблица 1

Сжиженные углеводородные газы

Марка	Назначение	Код ОКП	Сумма метана, этана и этилена, не более, %	Сумма пропана и пропилена, не менее, %	Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, не более, %
СПБТЗ	Смесь пропан-бутана техническая зимняя для коммунально-бытового потребления	02 7236 101	4	75	0,015, в том числе 0,003 – сероводорода
СПБТЛ	Смесь пропан-бутана техническая летняя для коммунально-бытового потребления и других целей	02 7236 102	6	Не нормируется	0,015, в том числе 0,003 – сероводорода
БТ	Бутан технический для коммунально-бытового потребления и других целей	02 7236 103	6	Не нормируется	0,015, в том числе 0,003 – сероводорода

соединения с оксидами азота и серы. Под воздействием интенсивного солнечного облучения поступающие от промышленных и транспортных источников вещества могут вступать в реакции друг с другом, образуя высокотоксичные соединения. Это явление получило название фотохимического смога, для которого, в частности, характерно образование оксида NO и диоксида NO₂ азота, озона O₃, сажи, альдегидов, формальдегидов, аммиака, хлорида водорода и других опасных соединений [8].

Взаимодействуя с кислородом, сероводород выделяет серу $2H_2S + O_2 = 2S + 2H_2O$ и оксиды серы $2H_2S + 3O_2 = 2SO_2 + 2H_2O$, которые, соединяясь с водой, образуют сернистую кислоту $SO_2 + H_2O = H_2SO_3$, при этом также образуется серная кислота $2H_2SO_3 + O_2 = 2H_2SO_4$. Сильным ядом является и оксид углерода, который может образоваться в результате неполного сгорания углеводородных газов.

Агрессивность (вредность) многокомпонентной среды определяют по отношению к CO [8]. За базовое вещество принят CO, показатель агрессивности которого принят равным единице. В последние годы вредность выбросов определяют по отношению к SO_x.

Коэффициент экологической опасности T_i выбросов ВВ может быть представлен зависимостью [9-11]

$$T_i = \frac{C_i}{ПДК_i}, \quad (1)$$

где C_i – концентрация i -го компонента ВВ; ПДК _{i} – предельно допустимая концентрация i -го компонента.

Автотранспортные средства эксплуатируются в населенных пунктах и рабочих зонах, поэтому суммарные показатели вредности ВВ следует рассчитывать с учетом норм среднесуточной ПДК_{сс}, максимально-разовой ПДК_{мп} и ПДК_{рз} рабочей зоны. Суммарный базовый выброс ВВ выбран постоянным и соответствует среднесуточной ПДК CO (мг/м³) населенных пунктов.

Основными выбросами ВВ являются CO, NO_x, CH, альдегиды, оксиды серы и сажа. В нормативных документах приводятся нормы пяти компонентов, а с отработавшими газами (ОГ) обычно выбрасывается до девяти компонентов. Норма содержания CO₂ в ОГ составляет 160 г/км, а к 2012 г. снизится до 132 г/км, содержание серы сократится с 0,4 до 0,02 %, а выброс твердых частиц – на 25 % [8].

Токсичное воздействие NO_x проявляется в стратосфере и тропосфере. Каталитическое разрушение озонового слоя NO_x в стратосфере влечет за собой недопустимое возрастание биологически активной радиации и ставит под угрозу существование биосферы.

Из общего количества ВВ свыше 32 % составляют предельные углеводороды, 27 % непредельные, до 4 % ароматические и более 2% альдегиды.

Анализ выполняют в пересчете на CO, действие которого на организм человека изучено тщательно, а методы его измерения надежны. Среднегодовая концентрация CO в атмосферном воздухе большинства городов России колеблется в пределах 1,5...1,6 мг/м³, то есть не превышает уровня ПДК_{сс}, равного 3,0 мг/м³.

Показатель токсичности ВВ, содержащих n вредных компонентов, может быть представлен зависимостью

$$T_{ВВ} = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ПДК_i}, \quad (2)$$

где n – общее число компонентов в смеси.

Сжиженные газы образуют с воздухом взрывоопасные смеси при объемной доле паров пропана от 2,3 до 9,5 %, изобутана от 1,8 до 8,4 %, нормального бутана от 1,8 до 9,1 %, при давлении 0,1 МПа и температуре 15...20 °С. Пары сжиженного газа обладают плотностью большей, чем плотность воздуха, и могут скапливаться в низких и непрветриваемых местах.

Отказ запорно-предохранительной арматуры является случайным процессом, возникает под влиянием различных факторов и, как правило, описывается нормальным законом распределения.

Для выявления характера распределения и числа отказов запорно-предохранительной арматуры и,

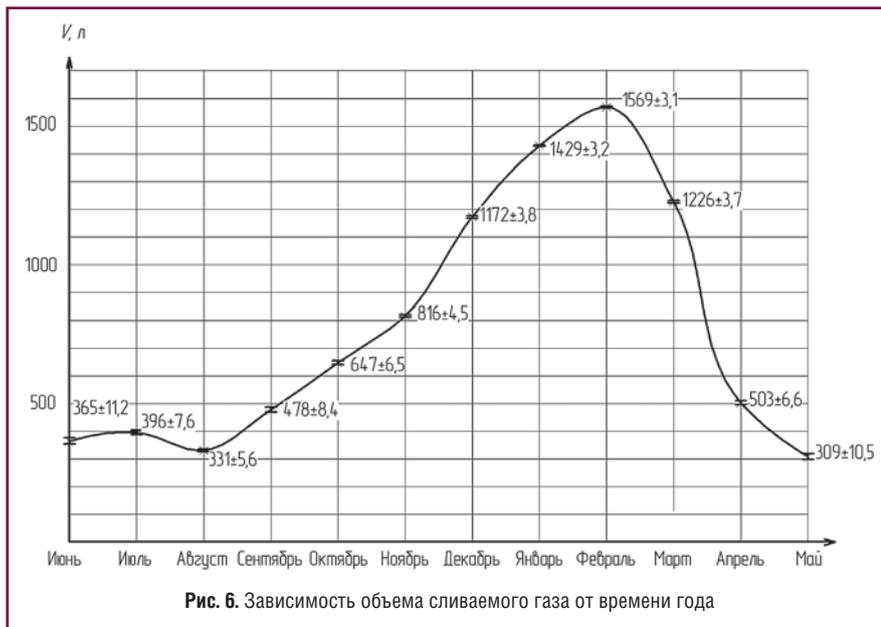


Рис. 6. Зависимость объема сливаемого газа от времени года

следовательно, числа необходимых сливов газа из баллона были проведены наблюдения за работой 20 СТО в разных районах города, занимающихся монтажом и ремонтом ГБО, на протяжении одного года. Полученные результаты использовались для построения графических зависимостей числа сливов и объемов сливаемого газа от времени года. Собранная статистическая информация обрабатывалась с помощью математических методов [12]. Вычислялись выборочная дисперсия ошибок измерений и средняя квадратическая ошибка. Допустимые отклонения среднего арифметического Δy от истинного значения измеряемой величины \bar{y} определялись по формуле

$$\Delta y = \pm \frac{t^* S_n}{\sqrt{n}}, \quad (3)$$

где t^* – критерий Стьюдента; S_n – средняя квадратическая ошибка; n – число наблюдений.

Критерий Стьюдента определялся по таблице из источника [13] для доверительной вероятности 0,95. Расчет доверительных интервалов проводился по методике, приведенной там же.

Результаты расчетов представлены на рис. 6.

Исходя из проведенного анализа статистической информации с

доверительной вероятностью 0,95 можно сказать, что ежегодно из-за нарушения технологии обслуживания ГБА в атмосферу Омска выбрасывается $Q=5082 \pm 166$ кг СУГ.

Для определения экономического ущерба (негативное изменение основных свойств окружающей природной среды, выраженное в денежной форме), наносимого загрязнением, разработаны и применяются два метода: прямого счета и обобщающих косвенных оценок. Метод прямого счета, разработанный К.Г. Гофманом и А.А. Гусевым в 70-е гг. прошлого века [14], охватывает широкий спектр потерь: от затрат на ликвидацию последствий загрязнения окружающей среды до

расходов в здравоохранении и социальной сфере, связанных с ростом заболеваемости. Для столь объемных расчетов требуется привлечение специалистов разного профиля, поэтому на практике применяют упрощенный метод, изложенный в нормативном документе, разработанном Объединенной комиссией АН СССР и ГКНТ по экономической оценке природных ресурсов и мероприятий по охране окружающей среды [15].

Согласно прил. 6 типовой методики [15] экономическая оценка ущерба, причиняемого годовыми выбросами загрязнений в атмосферный воздух, определяется по формуле

$$Y = \gamma \sigma f M, \quad (4)$$

где Y – ущерб, руб./год; $\gamma = 2,4$ руб./усл. т; σ – величина, значение которой определяется по табл. 1 [19]; f – величина, учитывающая характер рассеяния примеси в атмосфере (безразмерная); M – приведенная масса годового выброса загрязнений из источника, усл. т/год.

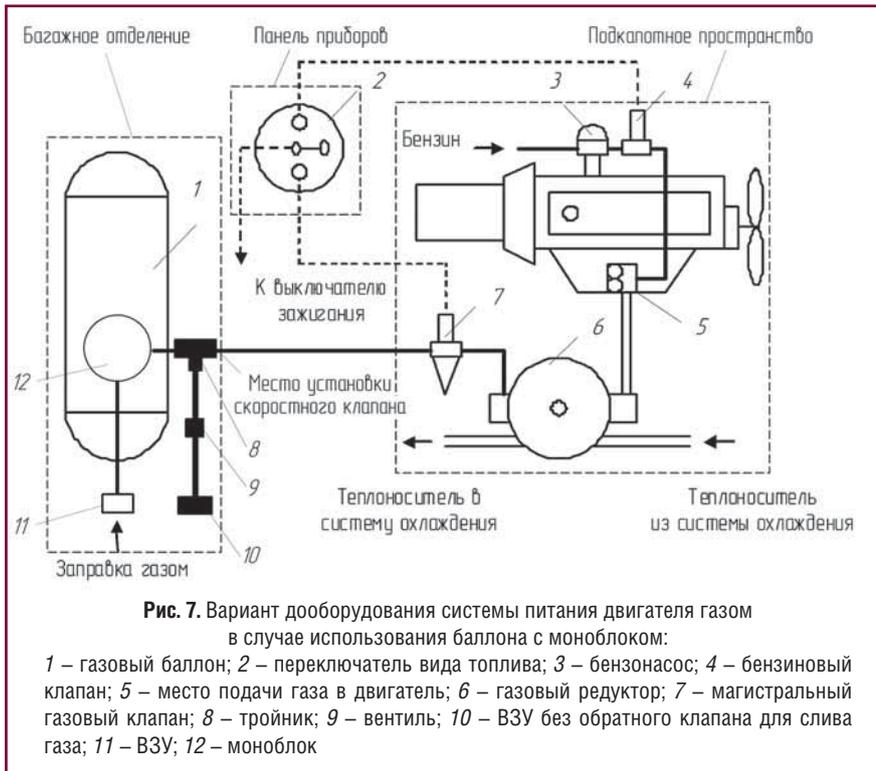
Для центральной части городов с населением свыше 300 тыс. чел. независимо от административной плотности населения $\sigma = 8$ [15]. При оценке ущерба от выброса аэрозолей автотранспортными средствами $f = 10$ [15]. Приведенная масса годового выброса загрязнений в атмосферу от автомобиля определяется по формуле

$$M = \sum_{i=1}^n A_i m_i, \quad (5)$$

Таблица 2

Расчет приведенной массы годового выброса компонентов загрязнений

Вещество	$m_i, \text{т}$	a_i	α_i	δ_i	$A_i, \text{усл.т/т}$	$M_i, \text{усл.т/год}$
CO	0,23616	1	1	1	1	0,23616
NO _x	0,15744	27,4	1	1,5	41,1	6,470784
Сероводород	0,005248	27,4	1	2	54,8	0,2875904
Серная кислота	0,015744	24,5	1	2	49	0,771456
Аммиак	0,02624	8,7	1	1,2	10,4	0,272896
Углеводороды	4,69696	0,63	1	2	1,26	5,9181696
Диэтилмеркаптан	0,07872	2890	1	1	2890	227,5008
Ацетальдегид	0,02624	34,6	1	1,2	41,6	1,091584
Бензапирен	0,005248	$6,3 \cdot 10^6$	2	1	$12,6 \cdot 10^6$	66124,8



где n – общее число примесей, выбрасываемых источником в атмосферу; A_i – показатель относительной

агрессивности i -й примеси, усл.т/т; m_i – масса годового выброса i -й примеси в атмосферу, т/год.

Значение M определяется отдельно для каждого вида примесей.

Показатель A_i определяется по формуле

$$A_i = a_i \alpha_i \delta_i, \quad (6)$$

где a_i – показатель относительной опасности примеси, присутствующей в воздухе, вдыхаемом человеком; α_i – поправка, учитывающая вероятность накопления исходной примеси или вторичных загрязнений в компонентах окружающей среды, а также поступления примеси в организм человека неингаляционным путем; δ_i – поправка, учитывающая действие на различные реципиенты, помимо человека.

Расчет показателей A_i и M_i для каждого вида примесей представлен в табл. 2.

Приведенная масса годового выброса загрязнений составляет $M = 66367,35$ усл.т/год. Ущерб от выброса СУГ в окружающую среду

$$U = 2,4 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 66367,35 = 12\,742\,531 \text{ руб./год.}$$

Таблица 3

Спецификация оборудования и материалов, необходимых для проектирования поста слива на АГЗС и АТП

Оборудование и материалы	Число		Стоимость, руб.	
	АГЗС	АТП	АГЗС	АТП
Пистолет слива СУГ	1	1	6200	6200
Пистолет подачи азота	1	1	6200	6200
Крестовина соединительная	1	0	3100	0
Вентиль	7	3	18200	7800
Баллон с азотом или природным газом	2	2	1000	1000
Редуктор понижающий	1	1	1520	1520
Компрессор	1	0	378200	0
Счетчик газа	1	1	301100	301100
Насос для перекачки газа из емкости	1	0	97400	0
Колонка сливная	1	1	175000	175000
Резервуар сливной	1	0	269100	0
Баллон объемом 150 л	0	1	0	4455
Рукава для подвода пистолетов	2	3	11200	16800
Трубопроводы	8	4	7000	3500
Тройник	1	1	2700	2700
Арматура			24000	7600
Итого			1301920	533875

Эффект от природоохранных мероприятий представляет собой предотвращенный ущерб в результате улучшения состояния окружающей среды. Для предотвращения ущерба окружающей среде необходимо оборудовать пост слива газа. Расчет капитальных вложений в строительство поста на АГЗС и АТП представлен в табл. 3, цены взяты с интернет-сайтов www.azs-snab.ru и www.juza.ru.

При строительстве поста слива газа на АГЗС эффект природоохранных мероприятий составит 11 440 611 руб., на АТП – 12 208 656 руб.

Авторами предложены варианты оборудования поста слива газа на АГЗС [16] и АТП [17]. Причем на вариант оборудования поста слива газа для АТП получен патент на полезную модель [18].

Для обеспечения слива газа из автомобильного баллона необходимо внести изменения в схему питания двигателя, а именно, добавить тройник 9 для разделения потоков газа, вентиль 10 и ВЗУ без обратного клапана 11 (рис. 7) [1]. На модернизацию системы питания авторами получен патент на полезную модель [19].

Таким образом, для предотвращения экологического ущерба от

несанкционированного слива газа из баллона необходимо:

- при монтаже ГБО установить дополнительно в систему питания тройник, вентиль и ВЗУ без обратного клапана;
- организовать посты слива газа в местах обслуживания газобаллонных автомобилей и на АГЗС.

При соблюдении требований нормативных документов, касающихся безопасного слива газа, предотвращенный экологический ущерб при эксплуатации ГБА в условиях Омска будет составлять ежегодно около 12,7 млн руб.

Литература

1. Певнев Н.Г. Обоснование необходимости совершенствования системы питания двигателя СУГ / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – № 1. – С. 18-19.
2. РД 03112194-1094-03 «Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжиженном нефтяном газе». – НИИАТ, ДАТ Минтранса РФ, 2003.
3. Стаскевич Н.Л. Справочник по сжиженным углеводородным газам / Н.Л. Стаскевич, Д.Я. Вигдорчик. – Л.: Недра, 1986. – 543 с.
4. ГОСТ 12.1.007-76. Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. – Введ. 01.01.1977. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1977. – 9 с.
5. Перечень и коды веществ, загрязняющих атмосферный воздух, фирма «Интеграл», Санкт-Петербург, 2000. – 98 с.
6. Преображенский Н.И. Сжиженные газы. – Л.: Недра, 1975. – 277 с.
7. РД 51-100-85 «Руководство по нормированию выбросов загрязняющих веществ в атмосферу на объектах транспорта и хранения газа». – М.: ВНИИГАЗ, 1985.
8. Ерохов В.И. Оценка экологической безопасности современных автотранспортных средств / В.И. Ерохов, А.В. Николаенко // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – № 1. – С. 67-73.
9. Бондаренко Е.В. Оценка использования некоторых видов моторного топлива по критериям экологической безопасности / Е.В. Бондаренко, А.А. Филиппов // АГЗК+АТ. – 2004. – № 3. – С. 60-63.
10. Воронин В.Г. Теория оценки параметров токсичности транспортных газотурбинных двигателей / В.Г. Воронин // Двигателестроение. – 1988. – № 2. – С. 55-56.
11. Звонов В.А. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле / В.А. Звонов, А.В. Козлов, В.Ф. Кутенев. – М.: НАМИ, 2003. – 248 с.
12. Митропольский А.К. Техника статических вычислений / А.К. Митропольский. – М.: Наука, 1971. – 316 с.
13. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшицкий. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
14. Гофман К.Г. Охрана окружающей среды. Модели управления чистотой природной среды. – М.: Экономика, 1977. – 231 с.
15. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров и др. – М.: Экономика, 1986. – 96 с.
16. Певнев Н.Г. Пост слива газа на АГЗС и определение технологических параметров слива газа из автомобильных баллонов / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 4. – С. 46-50.
17. Певнев Н.Г. Организация поста слива газа при АТП / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 5. – С. 15-17.
18. Полез. модель 102244 РФ : МПК F 17 C 5/02: Пост слива сжиженного углеводородного газа из автомобильных баллонов на автотранспортном предприятии / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина; СибАДИ. – № 2010138767/06; заявл. 20.09.2010; опубл. 20.02.2011, бюл. № 5.
19. Полез. модель 90137 РФ : МПК F 02 M 21/02: Двухтопливная система питания двигателя / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина, А.П. Елгин; СибАДИ. – № 2009132044/22; заявл. 25.08.2009; опубл. 27.12.2009, бюл. № 36.

Биоэнергетика транспорта

В.М. Фомин, профессор РУДН, д.т.н.,
Д.В. Шевченко, аспирант РУДН

Обсуждается проблема поиска альтернативных путей энергетического обеспечения транспортного комплекса. Обосновывается эколого-экономическая целесообразность перевода энергетических установок транспортных средств на питание топливом, произведенным из биомассы. Приведены результаты экспериментальных исследований способов рационального использования некоторых биологических энергоносителей в качестве частичных заменителей нефтяного топлива.

Ключевые слова: альтернативные энергоносители, биологический вид топлива, альтернативная транспортная энергетика, топливо из твердой биомассы, газификация, топливо из масличных культур, биотопливо, экологические показатели.

Transport bioenergetics

V.M. Fomin, D.V. Shevchenko

The problem of search of alternative ways of power maintenance of a transport complex is discussed. Environmental-economic feasibility of transfer of the power equipments of vehicles on use of the fuel made from a biomass is proved. The results of experimental researches of ways of rational use of some biological energy carriers as partial substitutes of oil fuel are resulted.

Keywords: alternative energy carriers, biological kind of fuel (biological fuel), alternative transport energy, the fuel from a solid biomass, gasification, fuel from oil-bearings, biofuel, ecological indicators.

В настоящее время энергетические потребности в сфере автотранспортного комплекса практически полностью удовлетворяются за счет ископаемых топлив, главным образом – нефтяных. Однако в связи с постоянным истощением мировых запасов нефти, удорожанием ее добычи и использованием как ценнейшего химического сырья другими отраслями народного хозяйства становится очевидным, что в обозримый период этот источник энергоснабжения будет частично или полностью исчерпан [1].

Многие предприятия транспортно-технологического комплекса, расположенные в отдаленных от центра регионах, уже сейчас испытывают серьезные экономические и технологические трудности в обеспечении их необходимым количеством топлива

для бесперебойной работы техники. Наиболее простым и эффективным практическим решением этой проблемы является перевод основных потребителей нефтяного топлива на другие виды энергоносителей, например, биологические источники энергии.

Весьма важно и то обстоятельство, что использование биомассы в качестве источника моторного топлива способствует решению глобальной экологической проблемы. Биологическое топливо позволяет сохранить баланс углекислого газа в атмосфере, так как выбросы при его сжигании сопоставимы с количеством углекислого газа, поглощаемого при выращивании биосырья в процессе фотосинтеза. При этом считается, что любой вид биологического топлива

для транспорта может рассматриваться как перспективный с учетом ряда обязательных условий:

- наличия и доступности сырьевых ресурсов;
- максимально низкой стоимости технологий и оборудования для производства топлива в коммерческих объемах, в том числе и для его транспортировки, хранения и распределения;
- обеспечения высоких потребительских качеств и, в частности, мощностных и экономических параметров энергоустановки;
- экологической безопасности топлива как при производстве, транспортировке, хранении и заправке, так и при его сгорании в двигателях.

К настоящему времени исследовано множество различных видов биологических энергоносителей и способы их применения в транспортных энергоустановках, которые позволяют заменять традиционные топлива и по-разному влияют на их топливно-экономические показатели и экологические качества.

Для объективного определения экологически наиболее безопасного и экономически более выгодного биологического топлива для транспортного ДВС нельзя опираться только на информацию об его свойствах. Для обоснованного выбора необходима уточненная оценка эколого-экономических качеств двигателя, работающего на данном топливе. В большинстве случаев для удовлетворения условиям рабочего цикла ДВС отдельные виды биологических источников энергии целесообразно подвергать соответствующей химической (термохимической) переработке.

Моторные топлива из твердой биомассы

Твердая биомасса, например, древесина – древнейший источник энергии. Ее сырьевая база практически неисчерпаема. В настоящее время во многих странах проводится активный

поиск возможностей использования местных источников энергии на основе твердой биомассы и создания технических систем для выработки из них моторных топлив [1]. При этом с учетом региональных условий могут быть использованы следующие сырьевые источники энергии: древесина, торф, растительные отходы (солома, опад древесного листа, камыш, тростник, стебли кукурузы), отходы агропромышленных предприятий, перерабатывающих зерновые и технические культуры (хлопок, подсолнечник, лен и др.), отходы лесной и деревоперерабатывающей промышленности (опилки, стружка, кора, щепа, мелкие ветки) и т.д.

Наиболее известны и технологически отработаны методы получения моторного топлива из твердой биомассы путем ее газификации. Работы по газификации твердых видов биомассы (в частности, древесины) и использованию их в качестве моторного топлива начались в России еще в двадцатые годы прошлого столетия. К настоящему времени созданы опытные образцы газогенераторных систем, которые по результатам испытаний подтвердили возможность организации эффективной газификации биомассы.

Применение на отечественных автотранспортных средствах (АТС) продуктов газификации биомассы особенно актуально для регионов, обладающих на своей территории большими запасами растительной массы и имеющих сеть предприятий по их переработке (древесина, кукуруза, соя и т.д.). При этом все биологические источники энергии относятся к виду ежегодно возобновляемых энергоресурсов, что позволяет для каждого региона, отдаленного от традиционных мест добычи и переработки нефти, создать устойчивую топливно-энергетическую базу, практически не зависящую от привозного углеводородного топлива.

Газообразные продукты, синтезированные из биомассы, могут

использоваться в двигателях в качестве как основного топлива (газовый вариант двигателя), так и частичного заменителя жидкого углеводородного топлива (двигатели, работающие на двухкомпонентном топливе).

Следует отметить одну из важных особенностей использования продуктов газификации твердой биомассы в качестве топлива для энергетических установок АТС. Известные способы газификации древесины обеспечивают достаточно высокое содержание (до 12 % и выше) в генераторном газе высокоактивного химического реагента – водорода. Столь высокое содержание в синтезированном газе водорода позволяет рассматривать его не только как дополнительный энергетический компонент основного (жидкого) топлива, но и как эффективный физико-химический «инструмент» воздействия на кинетические и экологические показатели процесса сгорания в двигателе.

С учетом высокой реакционной способности химически не связанного водорода, которая проявляется им в реагирующей углеводородной среде, в рамках рабочей гипотезы следует отметить, что в сложном комплексе воздействия этого газа на внутрицилиндровые процессы двигателя наибольший интерес представляет ряд факторов, оказывающих влияние на экологические качества его рабочего цикла.

В присутствии добавленного к заряду водорода вследствие расширения пределов самовоспламенения топливно-воздушной смеси и дополнительного вовлечения в этот процесс зон с обедненным и богатым составами происходит уменьшение концентрационной и температурной неоднородности рабочего тела и, как следствие, снижение выхода оксидов азота с продуктами сгорания. Кроме того, водород участвует в качестве реагента в реакции восстановления NO ($2\text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}_2$), что способствует дополнительному снижению

результатирующего выхода оксидов азота в процессе сгорания [2].

К факторам, способствующим уменьшению содержания сажи в продуктах сгорания двигателя, относятся: ингибирование водородом образования зародышей сажевых частиц, замедление поверхностного роста частиц сажи (водородное торможение по Лангмюру), интенсификация выгорания твердых частиц в присутствии свободного водорода (по схеме реакции «мокрой газификации») [2].

Рассмотренное выше предпологаемое проявление воздействий свободного водорода на физико-химическое формирование токсических веществ в процессе сгорания углеводородно-воздушной среды заимствовано из известных положений классической теории химической кинетики. В специфических условиях рабочего процесса дизеля отдельные эффекты этих воздействий могут, очевидно, проявляться в большей или меньшей степени. Однако при этом качественная сторона этих воздействий должна сохраниться, обуславливая тем самым возможность снижения в составе продуктов сгорания основных токсических компонентов, что и было подтверждено результатами эксперимента.

В рамках совместной научно-исследовательской программы РУДН и МГТУ им. Н.Э. Баумана проведены исследования топливно-экономических и экологических показателей дизеля типа 2Ч 8,5/11 при его работе на дизельном топливе с добавлением к воздушному заряду водородосодержащих продуктов газификации древесины [3].

Для исследований был создан опытный образец газогенераторной установки. Для повышения содержания в энергетическом газе водорода, а также для снижения тепловой напряженности конструкции газогенератора использовался дополнительный реагент – вода (водяной пар). Таким образом, в термохимическом цикле переработки древесины предусматривалась возможность

комбинированного взаимодействия с углеродом исходного продукта двух различных по своим физико-химическим свойствам реагентов: кислорода воздуха (экзотермический реагент, реагирующий с древесным углеродом с выделением теплоты) и водяного пара (эндотермический реагент, взаимодействующий с углеродом с поглощением теплоты).

Существенное влияние на компонентный состав газогенераторного газа оказывают конструкция реактора и способ организации в нем термохимического преобразования твердого топлива. Наибольшее распространение в промышленных (стационарные) газогенераторных установках имеет так называемый прямой процесс, предусматривающий подачу воздуха в реакционное пространство через нижнюю зону реактора с выходом энергетического газа через верхний отводящий канал.

В последние годы созданы малогабаритные образцы генераторов, работа которых реализуется на основе обращенного процесса газификации. Генератор такого типа использовался при исследованиях. Принципиальное отличие данного газогенератора заключается в том, что воздух поступает в реакционную камеру сверху и проходит слои газифицируемого твердого топлива, двигаясь к низу реактора, откуда и отбираются продукты окончательной газификации топлива.

Преимущества такого способа газификации заключаются в использовании твердых топлив, содержащих смолы, а сам процесс отличается возможностью загрузки топлива при совместной работе генератора с потребителем. Способ допускает использование различных твердых биомасс с любой степенью измельченности.

Предварительные исследования показали, что опытный генератор может работать как при принудительной подаче в реакционную камеру воздуха от вспомогательного нагнетателя, так и при самостоятельном поступлении воздуха в реактор за счет

разряжения, создаваемого поршневым двигателем во впускном трубопроводе (куда и подавался генераторный газ) на такте впуска.

Экспериментальная установка (моторный стенд) с дизелем 2Ч 8,5/11 оснащалась штатными приборами и устройствами для измерения и регистрации параметров работы дизеля и включала следующие дополнительные системы:

- газогенераторную систему для преобразования древесины в газовую смесь (энергетический газ) и подачи ее во впускной тракт двигателя;
- систему охлаждения и очистки генераторного газа.

Очистка синтезированного газа подразделялась на две стадии: грубую (предварительная) и тонкую (окончательная). Для грубой очистки использовался двухступенчатый фильтр циклонного типа (степень очистки 90 %). Фильтр тонкой очистки предназначался для окончательной очистки генераторного газа от водяных паров и мелких примесей перед его поступлением в систему питания двигателя. Система охлаждения, содержащая два теплообменника, обеспечивала снижение температуры генераторного газа практически до уровня температуры моторного помещения.

Запуск (розжиг) генератора проводился до пуска двигателя с помощью запального устройства факельного типа, при этом воздух для организации процесса преобразования древесины подавался нагнетателем с электроприводом в течение всего периода прогрева реакционной камеры и выхода ее на рабочий температурный режим.

Перед пуском дизеля в условиях автономной работы газогенераторной установки проводился контрольный анализ состава генераторного газа с использованием газоанализатора «Газохром-3101». В течение всего цикла моторных исследований состав генераторного газа по отдельным его компонентам изменялся (в зависимости от режима работы дизеля

и производительности реактора) в следующих пределах (%): CO – 18...20; H₂ – 12...17; CH₄ – 2,5...3,0; O₂ – 0,4...0,6; CO₂ – 8...12; N₂ – 55...58. При этом показатель энергетических качеств (теплота сгорания) генераторного газа варьировался в пределах 5,0...6,3 МДж/м³.

По результатам наблюдений выявлено, что функциональные возможности опытной моторной установки, работающей совместно с газогенератором, допускают изменение энергетически выгодного содержания генераторного газа в воздушном заряде дизеля (не приводящего к снижению его топливной экономичности) до 10 %.

При удельном расходе содержащегося в генераторном газе водорода 1,4 г/(кВт·ч) для номинального режима работы дизеля зарегистрированы повышение его эффективного КПД на 5,5 %, уменьшение содержания оксидов азота в отработавших газах на 15 %, сажи – на 40 %.

В целом результаты исследования подтвердили целесообразность использования в дизелях продуктов газификации твердой биомассы, в частности, древесины в качестве частичного заменителя традиционного (нефтяное) топлива. Их применение способствует существенному улучшению экологических качеств энергетической установки и экономии традиционного топлива как за счет его частичной замены, так и за счет повышения эффективности рабочего цикла двигателя. Применение транспортных средств, оснащенных подобными энергетическими установками, расширяет эксплуатационные возможности этих средств, повышая экологическую безопасность их эксплуатации и частично решая при этом финансово-технологическую проблему заготовки моторного топлива.

Моторные топлива на основе масличных культур

Из всех имеющихся в распоряжении человечества «солнечных энергетических источников» наиболее

эффективным является масличное растение. Оно на биологическом уровне эффективно решает проблему аккумуляции энергии в содержащих масло зернах. В энергетический оборот могут быть вовлечены многие виды масличных культур. В отличие от нефтепродуктов растительное масло нетоксично, не имеет неприятного запаха, не содержит сернистых соединений, являющихся причиной кислотных дождей. Уже сейчас на рынок Западной Европы поступает более 1,5 млн т растительных масел. Полагают, что в ближайшие годы эта цифра возрастет в 1,5...2 раза [4].

О заметном возрастании интереса к моторным топливам растительного происхождения в последнее время свидетельствует тот факт, что в ряде зарубежных стран приняты перспективные программы поиска оптимального решения данной проблемы. Этому способствует и нынешняя ситуация на мировом рынке, при которой цены на коммерческое нефтяное топливо и растительные масла становятся сопоставимыми.

Мировой опыт показывает, что с учетом специфики химмотологических свойств растительных масел их использование в качестве моторного топлива наиболее предпочтительно в транспортных дизелях, что наряду с экономией нефтяных топлив обуславливает существенное улучшение экологические качества АТС. Несмотря на отмеченные преимущества применения топлив биологического происхождения, до настоящего времени еще не найдены рациональные

методы организации рабочего процесса дизеля с использованием альтернативных топлив подобного вида. Основная причина этого – несоответствие физико-химических свойств растительных масел требованиям организации рабочего процесса в двигателе.

К важнейшим характеристикам, определяющим энергоемкость любого моторного топлива, относится низшая теплота сгорания и его плотность. Из табл. 1 видно, что все виды топлива биологического происхождения имеют меньшую теплоту сгорания в сравнении с традиционным топливом. По плотности эти топлива отличаются от нефтяного (дизельное) топлива незначительно.

Для дизелей важным показателем качества топлива является его склонность к самовоспламенению, которая оценивается цетановым числом (ЦЧ). К сожалению, характеристики по воспламеняемости биологических топлив также не отвечают требованиям рабочего процесса дизеля (см. табл. 1). Тем не менее, смесевое топливо, содержащее, например, рапсовое масло и дизельное топливо в соотношении 1:1, практически уже соответствует требованиям стандарта по показателю ЦЧ.

Большое влияние на смесеобразование оказывает вязкость применяемого топлива. При ее увеличении, что характерно для топлив растительного происхождения (см. табл. 1), ухудшается качество смесеобразования, возрастает неоднородность размеров и средний диаметр капель,

изменяется геометрия топливного факела на выходе из сопловых отверстий топливной форсунки. Для уменьшения различий в показателях вязкости растительных масел и традиционного топлива используют следующие мероприятия.

1. Разбавление растительных масел дизельным топливом (наиболее простой и доступный способ). Однако при этом необходимо предварительное определение оптимального соотношения компонентов смесевое топлива с учетом особенностей рабочего процесса и конструкции конкретного двигателя.

2. Приготовление эмульсий растительных масел с горючими или негорючими жидкостями, имеющими пониженную вязкость (вода, метанол, этанол, бутанол и др.), с использованием сложных систем эмульгирования, расположенных в непосредственной близости от места эксплуатации дизельной техники. Нестабильность эмульгированного топлива и дополнительные затраты производственного времени и финансовых средств существенно ограничивают возможности применения данного способа.

3. Переработка растительных масел в продукты, имеющие химическую структуру с меньшей молекулярной массой и, соответственно, низкую кинематическую вязкость, близкую к традиционному топливу. В настоящее время многие зарубежные фирмы уже освоили эффективную технологию глубокой переработки растительных масел в продукты, обладающие качествами нефтяного топлива.

Таблица 1

Сравнительные физико-химические свойства топлив для дизелей

Топливо	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Плотность, г/см ³	ЦЧ	Кинематическая вязкость, мм ² /с (при 20 °С)
Дизельное топливо	42,5	0,818	40...45	4,5
Рапсовое масло	37,3	0,915	34,0	75,0
Смесь рапсового масла и дизельного топлива (1:1)	40,0	0,867	39,5 (расчет)	39,8 (расчет)
Подсолнечное масло	36,9	0,920	33,4	62,2
Арахисовое масло	37,0	0,920	36,6	81,5

4. Подогрев растительных масел перед их использованием в двигателе. Температура, при которой их кинематическая вязкость достигает показателей традиционного топлива, соответствует 85...90 °С. Данный способ предполагает использование энергоемких нагревательных устройств, что снижает рентабельность моторной установки и усложняет ее конструкцию.

Анализ показывает, что более предпочтительным вариантом для отечественного транспорта является использование в качестве моторного топлива масла, получаемого из рапса, технология выращивания которого наиболее адаптирована к почвенно-климатическим условиям России. С целью изучения возможности использования рапсового масла в качестве моторного топлива в РУДН проведено экспериментальное исследование [5] показателей дизеля с рабочим объемом 0,624 л, работающего на смеси дизельного топлива и рапсового масла (соотношение 1:1). На этапе предварительного исследования выбран вихрекамерный способ смесеобразования, предпочтительность которого по сравнению со способом непосредственного впрыскивания топлива обусловлена следующими причинами:

- рабочий процесс вихрекамерного дизеля менее чувствителен к изменению физико-химических свойств топлива;
- штифтовая форсунка этого двигателя обладает важным свойством самоочистки;
- высокая интенсивность вращения воздушного заряда в вихревой камере сгорания и наличие в ней горячей вставки позволяют уменьшить негативное влияние на процесс сгорания, вызванное изменениями характеристик топливоподачи и геометрических параметров струи при впрыскивании вязкого топлива.

В эксперименте использовалось очищенное рапсовое масло с цетановым числом 34, вязкостью

75 мм²/с, низшей теплотой сгорания 37,3 МДж/кг, плотностью 0,915 г/см³. Для смесового топлива эти характеристики представлены в табл. 1.

Топливная аппаратура перед установкой на двигатель была апробирована на безмоторном стенде, в результате чего сделаны следующие наблюдения. При постоянном положении органа управления подачей топлива увеличенная вязкость смесового топлива способствует повышению количества впрыскиваемого топлива вследствие уменьшения утечек его через зазоры прецизионных пар насоса и форсунки в ходе нагнетания, а также возрастанию угла опережения впрыскивания. Отмечено ухудшение качества распыливания топлива, увеличение неоднородности размеров и среднего диаметра капель, глубины проникновения топливной струи в воздушной среде. Аппаратура длительное время работала на топливном стенде достаточно стабильно, сохраняя свои исходные характеристики.

Результаты предварительного этапа исследования показали следующее. Рассмотренные выше отличия физико-химических свойств смесового (биодизельное) топлива и характеристик топливоподачи предопределили качественное несовпадение в протекании рабочего цикла исследуемого дизеля и его традиционного аналога. По данным обработки индикаторных диаграмм рабочего цикла установлено, что процесс подготовки биодизельной смеси к воспламенению затягивается, о чем свидетельствует возрастание продолжительности индукционного периода, а само сгорание (тепловыделение) в объемно-кинетической стадии рабочего цикла протекает более вяло и затянуто по времени. Несколько возрастает и продолжительность основной (диффузионная) стадии сгорания. Увеличение длительности сгорания в целом, очевидно, является причиной возрастания тепловых потерь в биодизельном цикле, на что указывает

снижение эффективного КПД дизеля в среднем на 5 %.

Замена дизельного топлива на биодизельную смесь хотя и обусловила снижение эффективности рабочего цикла, но существенно улучшила экологические качества дизеля. Выброс с отработавшими газами оксидов азота снизился на номинальном режиме работы двигателя на 15 %, сажи – на 35 %, газообразных продуктов неполного сгорания (СО и СН) – в среднем на 10 %.

Визуальным контролем, проведенным после окончания предварительного этапа испытаний, обнаружено, что на внешней стороне распылителя форсунки имеются рыхлые отложения бурого цвета. Проверка на топливном стенде показала, однако, что присутствие на распылителе этих отложений не сказывается на характеристиках топливоподачи, которые соответствовали исходным. Значительные отложения обнаружены на газовой поверхности вставки вихревой камеры. Их присутствие нежелательно, в первую очередь, по соображениям организации смесеобразования, которое в вихрекамерном дизеле в значительной степени зависит от состояния этой поверхности и ее температуры. Рыхлый налет на ней препятствует растеканию топливной пленки, уменьшая ее поверхность. Кроме того, низкая теплопроводность продуктов, формирующих этот налет, нарушает тепловой режим испарения топливной пленки. Если иметь в виду, что в дизелях с малыми размерами вихревых камер в процессе смесеобразования преобладает пленочный (пристеночный) механизм, то наличие слоя отложений на поверхности вставки неминуемо влечет за собой соответствующие нарушения в протекании рабочего процесса.

Сделанные по результатам предварительного этапа испытаний наблюдения были учтены при последующей разработке мер по совершенствованию эффективных показателей биодизельного цикла:

- для компенсации потерь мощности двигателя, работающего на биодизельной смеси, увеличили цикловую подачу на величину, пропорциональную разнице значений теплоты сгорания дизельного и смесового топлив;

- пониженное ЦЧ топливной смеси и ее низкая реакционно-кинетическая способность обусловили необходимость добавки в ее состав 0,03 % органической перекиси – активатора воспламенения и сгорания; предполагалось, что присутствие активатора в смесовом топливе должно уменьшить задержку воспламенения до значения, соответствующего стандартному дизельному топливу;

- для уменьшения общей продолжительности сгорания к смесовому топливу подмешивали небольшую дозу (0,04 %) активатора сгорания – ферроцена, который снижает сажевыделение при сгорании биодизельного топлива;

- химический анализ отложений на стенках камеры сгорания установил, что они, в основном, содержат углеродистые компоненты, поэтому для их выжигания стенки покрывали тонким слоем (0,2 мм) нихрома, который является эффективным катализатором, используемым в химических технологиях для конверсии

углеводородов; каталитически активное покрытие наносили на поверхность стенок вихревой камеры методом термического напыления порошкообразной массы никеля и хрома, взятых в соотношении 4:1.

После проведения указанных мер была осуществлена опытная проверка эффективности их реализации. Анализ индикаторных диаграмм рабочего цикла показал, что на всех стадиях рабочего цикла характер выгорания биодизельной смеси с активирующими присадками практически идентичен сгоранию стандартного дизельного топлива. Отмечено лишь некоторое снижение нарастания давления и скорости тепловыделения в объемно-кинетической стадии сгорания при более интенсивном его протекании (догорание) на заключительном этапе диффузионной стадии. Общая продолжительность сгорания (тепловыделение) при использовании активирующих средств сократилась и соответствовала продолжительности сгорания стандартного дизельного топлива. Одновременно с этим зарегистрировано существенное снижение содержания сажи в продуктах сгорания по сравнению с данными предварительного этапа испытаний дизеля (до 60 % на номинальном режиме).

Присутствие присадок в топливе практически не отразилось на концентрации в отработавших газах СО и СН. Следовательно, снижение содержания этих токсических компонентов в отработавших газах, зарегистрированное на обоих этапах испытаний дизеля, обусловлено наличием в смесовом топливе рапсового масла, в химической структуре которого содержится «собственный окислитель» – кислород (более 10 %). Визуальная проверка состояния деталей камеры сгорания и цилиндро-поршневой группы дизеля после испытаний показала их полное соответствие норме.

Обобщая результаты исследований, следует отметить, что применение рапсового масла в дизелях целесообразно в качестве частичного заменителя традиционного моторного топлива для совершенствования их экологических качеств. Однако при этом необходимо предусмотреть ряд мероприятий по доводке рабочего процесса. Применение рапсового масла в качестве основного топлива для дизеля, как показывает зарубежный опыт [6], требует существенных изменений его базовой конструкции и адаптации рабочего процесса к физико-химическим свойствам нового вида топлива.

Таблица 2

Основные физико-химические показатели дизельного топлива и МЭРМ

Показатели	Дизельное топливо	МЭРМ
Плотность при 15 °С, кг/м ³	847	856
Поверхностное натяжение при T = 323 К, Н/м	25,3 · 10 ⁻³	29,2 · 10 ⁻³
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5	37,7
Цетановое число	45	48
Массовая доля серы, %	0,250	0,005
Зольность, %	0,025	0,008
Кинематическая вязкость при T = 323К, мм ² /с	2,11	4,25
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг	14,35	12,6
Химический состав топлива, %		
С	87,0	77,5
Н	12,6	12,0
О	0,4	10,5

Мировой опыт убедительно свидетельствует о том, что наиболее перспективным заменителем нефтяного топлива является не собственно рапсовое масло, а метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ). Это топливо, полученное в результате химической переработки (перезэтерификация) рапсового масла, очень близко по физико-химическим и моторным свойствам к дизельному топливу (табл. 2) и поэтому не требует ни модернизации дизеля, ни дублирования системы питания.

Как моторное топливо оно имеет рабочее название: в России – биодизель, во Франции – diester, в Германии – Biodiesel.

Применение в мире МЭРМ в качестве моторного топлива связано, в первую очередь, со значительным снижением эмиссии вредных веществ в отработавших газах и улучшением экологической обстановки в регионах интенсивного использования дизельной техники. Поэтому интерес к данному виду топлива в настоящее время постоянно возрастает. Страны ЕС приняли и реализуют развернутую программу перехода на биотопливо. Впервые его начали применять на транспортных средствах с дизельным приводом в Германии, Австрии, Франции и Швейцарии. С начала 90-х гг. прошлого века этот список пополнили Чехия, Словакия и Венгрия. Постоянно развивающиеся технологии получения биотоплива позволяют прогнозировать выравнивание в ближайшие годы стоимости нефтяного и биологического топлив [6].

Уже сейчас такие развитые страны, как Германия и Австрия, до 12 % собственной потребности в дизельном топливе удовлетворяют за счет МЭРМ. В этих странах биотопливо в первую очередь предназначено для автобусов и автомобилей с дизелями, эксплуатирующихся в крупных городах. В Европе МЭРМ используется по двум принципиальным схемам: немецкая и французская.

Французская схема предусматривает централизованное производство

diester на мощных установках (5-10 тыс. т/год). В Германии в настоящее время действуют около 12 централизованных и 80 децентрализованных заводов по производству рапсового масла, а Biodiesel выпускают восемь немецких фирм.

Немецкая схема представляется более приемлемой для нынешнего состояния экономики России. Наиболее привлекательна эта схема для отдельных средних и крупных транспортных предприятий, расположенных в отдаленных регионах страны, для которых затраты на доставку топлива порой соизмеримы с его стоимостью. Эти предприятия могут самостоятельно приобрести небольшую автономную установку по производству и этерификации рапсового масла, которая способна полностью удовлетворить локальные потребности в топливе данного предприятия и с определенной коммерческой выгодой всего дизельного транспортно-технологического комплекса региона. Понятно, что данная схема предусматривает необходимость вовлечения в технологический цикл по производству биотоплива местных сельскохозяйственных производителей рапса, обуславливая тем самым возможность расширения сферы их деятельности.

Заметим, что процесс получения биотоплива из семян рапса сопровождается выработкой богатого белком кормового жмыха и глицерина – продуктов, востребованных в животноводстве и пищевой промышленности. С учетом этого возможна организация безотходного производства указанных продуктов, каждый из которых будет востребован на рынке, а себестоимость биологического топлива будет снижаться, приближаясь к нефтяному.

К сожалению, в России до настоящего времени работы, связанные с технологией получения биотоплива и его использованием на транспорте, носят фрагментарный характер. Их результаты не привели к появлению на национальном рынке экологически чистого топлива, хотя имеются все предпосылки для этого.

Аккумулирующая солнечную энергию биомасса является практически неограниченной сырьевой базой для получения экологически чистого моторного топлива. Это обстоятельство должно стимулировать развитие транспортной биоэнергетики в нашей стране, обладающей по сравнению с европейскими странами значительно большими потенциальными возможностями ее воспроизводства.

Литература

1. Терентьев Г.А., Тюков В.М., Смаль Ф.В. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. – М.: Химия, 1999. – 272 с.
2. Серебренников В.А, Батулин С.А., Румянцев В.В. Опыт применения присадок пароводородной смеси в транспортном дизеле // Двигателестроение. – 1992. – № 2. – С. 41-44.
3. Фомин В.М., Маслов Ю.Л. Исследование экологических характеристик дизеля, работающего с добавками к воздушному заряду продуктов синтеза древесины // Совершенствование мощностных, экономических и токсических характеристик ДВС. – Тр. VII Международного науч.-практ. семинара. – Владимир, 1999. – С. 76-79.
4. Барковский Б.М., Кузьминов В.А. Плантации горючего // Энергия. – 1994. – № 6. – С. 70-80.
5. Фомин В.М., Ермолович И.В., Халиль А.С. Использование рапсового масла в качестве моторного топлива для дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 5. – С. 11-12.
6. Перспективные автомобильные топлива – виды, характеристики, перспективы: Пер. с англ. / Под ред. Я.Б.Чертова. – М.: Транспорт, 1999. – 319 с.

Новый высокоэффективный вид источника энергии для электромобилей

И.К. Александров,

профессор Вологодского государственного технического университета (ВоГТУ), д.т.н.,

В.А. Раков,

инженер ВоГТУ

В статье показан новый вид источника электрической энергии, представляющий комбинацию топливного элемента трубчатой топологии с высокоэффективным термоэлектрическим генератором, изготовленным на основе сульфида самария. Последний в виде «рубашки» надевается на топливный элемент, в результате величина ЭДС, генерируемая комбинированной конструкцией, возрастает на 24 %.

Ключевые слова: топливный элемент, термоэлектрический генератор.

New highly effective kind of the source energy for electromobiles

I.K. Aleksandrov, V.A. Rakov

In the article a new kind of the electric energy source is shown. It presents a combination of a fuel element of tubular topology with the highly effective thermoelectric generator made of samarium sulphide. The thermoelectric generator is put on a fuel element like a "shirt". As a result the magnitude of the electromotive intensity (EMI) generated by the combined construction increases in 24 %.

Keywords: a fuel element, the thermoelectric generator.

Для практического использования электрифицированных транспортных средств (ТС), анализ перспектив развития которых с целью снижения нагрузки на окружающую среду предпринят в [1], предлагается традиционная схема силовой энергоустановки ТС. Она включает накопитель электрической энергии (аккумулятор) и тяговый электродвигатель. Такое техническое предложение, на наш взгляд, нельзя считать идеальным решением экологической проблемы по ряду причин:

- во-первых, получение электрической энергии, необходимой

для зарядки аккумуляторов ТС, до настоящего времени является процессом, отрицательно влияющим на экологию;

- во-вторых, производство самих аккумуляторов сопряжено с использованием невозможных ресурсов и опять же с серьезным загрязнением окружающей среды;

- в-третьих, утилизация отработавших срок службы аккумуляторных батарей, которая до настоящего времени также является экологической проблемой, практически не решена.

Поэтому все большее внимание многие крупные автомобильные

фирмы уделяют созданию электромобилей, работающих на топливных элементах (ТЭ) без аккумуляторов. ТЭ – источники энергии, обеспечивающие непосредственное преобразование окислительно-восстановительной реакции в электрическую энергию, минуя малоэффективный, идущий с большими потерями процесс горения. ТЭ получили определенное применение в аэрокосмической, судостроительной, нефтяной промышленности в качестве электростанций небольшой мощности (альтернатива дизель-генераторных установок), а также в других отраслях экономики, где существует потребность в автономных источниках энергии. Одним из наиболее перспективных потребителей ТЭ станет автомобилестроение.

Исследования показали, что существующие ТЭ имеют недостаточно эффективные удельные показатели – сравнительно небольшой объем вырабатываемой энергии на единицу массы. При разработке специалистами Волжского автомобильного завода ТС «LADA ANTEL», работающего на ТЭ, был предусмотрен буферный аккумулятор для создания пиковой мощности, которую не может обеспечить ТЭ при разгоне автомобиля [2]. Ввиду этого очевидна необходимость доработки ТЭ для повышения их энергоэффективности. Рассмотрим устройство, запатентованное ВоГТУ [3], позволяющее решить поставленную задачу.

Известны твердотельные оксидные топливные элементы, в которых анод, имеющий пористую структуру, соприкасается с топливом, а аналогичный по структуре катод – с окислителем (кислород воздуха). Между электродами

размещен твердооксидный электролит, обеспечивающий возникновение ЭДС при электрохимическом окислении. Конструкция ТЭ такого типа представлена в [4]. Еще более широко известны ТЭ типа SOFC, серийно выпускаемые фирмой Siemens Westinghouse Power Corporation.

В ТЭ в результате электрохимической реакции соединения водорода с кислородом напрямую вырабатывается электрическая энергия. Продуктом реакции является также перегретая вода, которая в виде пара может быть использована для привода микротурбинного генератора.

КПД ТЭ по вырабатываемой электрической энергии составляет 40 %. Остальная часть энергии, получаемая в результате окислительной реакции, передается в окружающую среду в виде теплоты. Если частично вырабатываемая теплота за счет микротурбинного генератора превращается в электрическую энергию, КПД ТЭ может быть повышен на 5...10 %. И все же в итоге более 50 % энергии, полученной от сгорания топлива, бесполезно рассеивается в атмосфере.

Известны термоэлектрические преобразователи-генераторы (ТЭП) [5], содержащие полупроводник на основе сульфида самария, в которых генерируется термо-ЭДС при равномерном нагреве всего элемента. В сравнении с термоэлектрическими преобразователями (генераторы), работающими на основе использования широко известного термоэлектрического эффекта Зеебека [6], SmS-термогенераторы имеют два принципиальных преимущества, которые обеспечивают конструктивную возможность и энергетическую целесообразность

создания предлагаемого нового устройства – топливного элемента с термоэлектрическим преобразователем (ТЭТЭП):

- отпадает необходимость в обеспечении разности температурных потенциалов в элементах термоэлектрического преобразователя, что принципиально упрощает конструктивное решение ТЭТЭП;

- КПД SmS-термогенератора в 4 раза выше, чем у традиционных термогенераторов; по результатам экспериментальных исследований [5] средний КПД SmS-термогенератора – 40 %, в то время как у традиционного КПД не превышает 10 %.

ТЭТЭП представляет собой комбинацию топливного элемента и термоэлектропреобразователя, при этом ТЭП используется как «рубашка» к ТЭ.

В соответствии с конструктивными решениями, представленными в [5], допускается изготовление SmS-термогенератора в виде плоской трехслойной конструкции. Нами предложено выполнить

эту конструкцию в виде разрезной трубы, то есть свернуть плоскую трехслойную конструкцию в трубку, которая плотно надевается на ТЭ, чем обеспечивается надежная электрическая связь между ТЭ и ТЭП, и при окислительном процессе внутри ТЭ большая часть выделяемой тепловой энергии передается ТЭП. Благодаря электрической связи между ТЭ и ТЭП при замыкании этой цепи на внешний потребитель обеспечивается возникновение в комбинированном устройстве суммарной электродвижущей силы.

Надетая на топливный элемент «рубашка» из SmS-термогенератора поглощает избыточную теплоту, при этом ее часть (40 % согласно [5]) превращается в электроэнергию, что обеспечивает повышение общего КПД комбинированной системы на $60 \times 0,4 = 24\%$. Таким образом, общий КПД комбинированной системы по электрической энергии составляет 64 %.

Базовые элементы предлагаемого устройства хорошо сочетаются по рабочим температурным

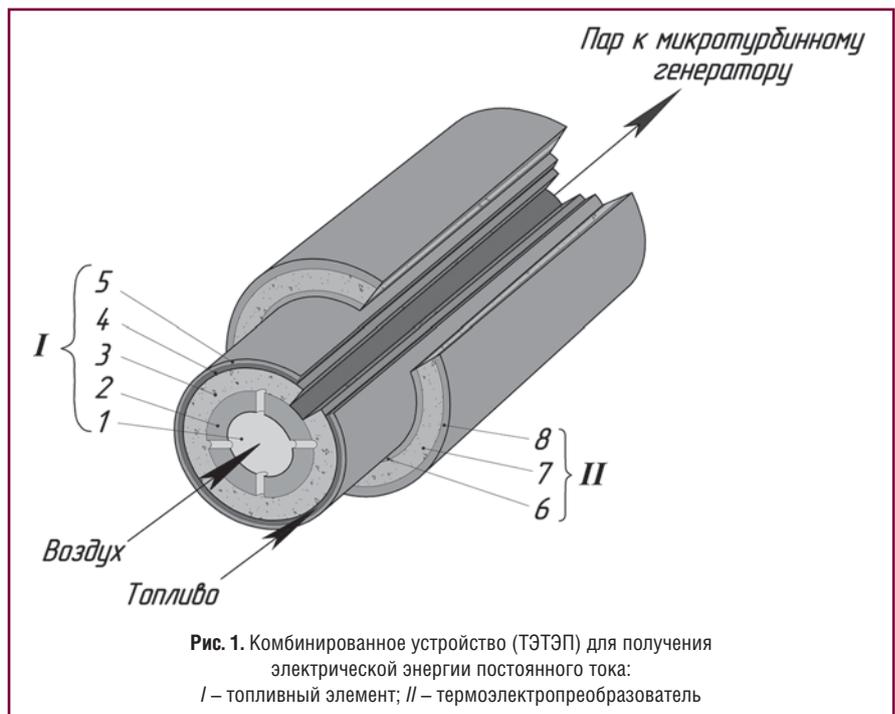


Рис. 1. Комбинированное устройство (ТЭТЭП) для получения электрической энергии постоянного тока:
I – топливный элемент; II – термоэлектропреобразователь

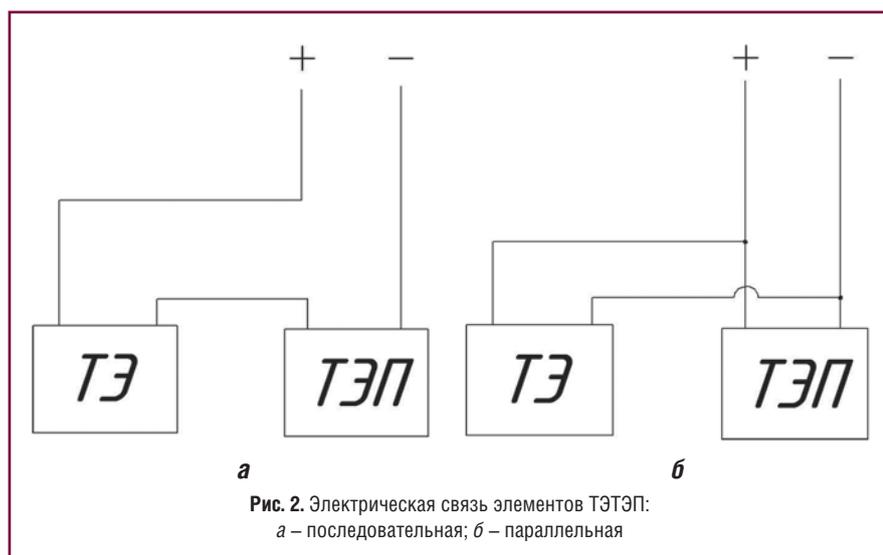


Рис. 2. Электрическая связь элементов ТЭТЭП:
а – последовательная; б – параллельная

воздействием тепловой энергии в элементе II возникает собственная ЭДС. За счет плотного соединения элементов I и II обеспечивается надежная электрическая связь и ЭДС, возникающие в элементах I и II, суммируются. При этом предусматривается два конструктивных решения:

- последовательное соединение электрической цепи – анод элемента I соединяется с катодом элемента II (рис. 2а);
- параллельное соединение – анод элемента I соединяется с анодом элемента II (рис. 2б).

Для повышения энергоэффективности устройства перегретая вода, возникающая как продукт окислительной реакции в ТЭ, может быть направлена на микро-турбинный генератор.

Представленная конструктивная разработка решением Международного жюри XIV Московского международного салона изобретений и инновационных технологий «АРХИМЕД-2011» награждена Дипломом с Золотой медалью.

режимам и величине генерируемого напряжения постоянного тока. Согласно [6], реакция в отдельной ячейке ТЭ обеспечивает ЭДС с напряжением 1 В, а рекомендуемый температурный режим ТЭ – более 250 °С. В соответствии с исследованиями [5] разработчиков ТЭП на основе SmS рабочий интервал температур должен быть 130...500 °С, а генерируемое постоянное напряжение – 0,5...1,5 В, что создает техническую возможность совместной комбинации ТЭ и ТЭП в выбранной конструкции.

Устройство (рис. 1) в виде комбинации известного топливного элемента трубчатой топологии конструкции Siemens Westinghouse Power Corporation (элемент I) с модернизированным SmS-термогенератором в виде «рубашки» (элемент II), надеваемой на внешний корпус ТЭ, содержит канал 1 для подачи воздуха (кислород), катод 2, канал 3 для подачи топлива (водород), твердый электролит 4, анод 5, катод 6, полупроводник на основе SmS 7, анод 8.

Устройство работает следующим образом.

В элементе I (ТЭ) происходит преобразование энергии окислительно-восстановительной

реакции в электрическую за счет взаимодействия топлива, подаваемого в канал 3, с окислителем, подаваемым из канала 1. В результате на электродах топливного элемента I (катод 2 и анод 5) происходит накопление электрического потенциала. При этом большая часть энергии электрохимического горения (примерно 60 %) превращается в теплоту.

Эта тепловая энергия поглощается элементом II, плотно облегающим элемент I. Под

Литература

1. Александров И.К. Перспективы развития транспортных средств с электроприводом / И.К. Александров, В.А. Раков, А.А. Щербакова // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 4. – С. 65-68.
2. Лысякова С. LADA ANTEL: новая концепция автомобиля / С. Лысякова // Экономика России: XXI век. – 2006. – № 22. – С. 26-30.
3. Патент № 2378742 С1 РФ. Устройство для получения электрической энергии постоянного тока / И.К. Александров, Е.В. Несговоров, В.А. Раков – Заявлен 17.11.2008; опублик. 10.01.2010, Б.И. № 1.
4. Патент РФ 2332754 Н01М 8/12. В.П. Коржков, С.И. Бредихин, В.В. Кведер и др. Трубчатый твердооксидный топливный элемент с металлической опорой. – Опублик. в БИ № 24, 2008.
5. Патент РФ 2303834, Н01L 37/00. Термоэлектрический генератор (варианты) и способ изготовления термоэлектрического генератора / В.В. Каминский, А.В. Голубков, М.М. Казанин, И.В. Павлов, С.М. Соловьев, Н.В. Шаренкова. – Опублик. в БИ № 21, 2007.
6. Кромптон Т. Источники тока / Т. Кромптон. – М.: Мир, 1986. – 328 с.



Трубная
Металлургическая
Компания



ОРСКИЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ЗАВОД

ВЕДУЩИЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬ БАЛЛОНОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ



462431, Оренбургская область, г. Орск, ул. Крупской, 1
тел/факс: (3537) 34-80-60, 34-80-19, 25-83-33
E-mail:office@ormash.ru, www.ormash.ru

Выбор гибридной силовой установки мобильных транспортных средств

А.И. Савицкий,

генеральный директор НПФ «ЭКИП», к.т.н.,

П.П. Петров,

главный инженер НПФ «ЭКИП», к.т.н.,

А.М. Савенков,

зам. главного конструктора НПФ «ЭКИП»,

С.П. Петров,

ведущий специалист НПФ «ЭКИП»

Комбинированные (гибридные) энергетические установки на основе свободнопоршневых двигателей способны реально решить проблемы размещения на транспортном средстве достаточного запаса природного газа и одновременно обеспечить его эффективное использование с максимальным КПД при удовлетворении экологическим нормам Евро-5 и последующим без нейтрализаторов выхлопных газов.

Ключевые слова: комбинированные (гибридные) энергетические установки, свободнопоршневые двигатели, природный газ.

The choice of hybrid power plant for mobile vehicles

A.I. Savitsky, P.P. Petrov, A.M. Savenkov, S.P. Petrov

Combined (hybrid) power plants, on the basis of free piston engines, really able to solve the problem of placing on a board of the vehicle the adequate amounts of the liquid natural gas (LNG) and, at the same time, to ensure as much as possible its heat efficiency of using. It's equipment will have the maximum of the heat efficiency, in according of the environmental standards of Euro-5, and without in use of the neutralizers of exhaust gases in the following.

Keywords: combined (hybrid) power plant, free piston engines, natural gas.

Эффективность мобильных транспортных средств (МТС) в значительной степени определяется ценой топлива и эксплуатационным КПД. Последний существенно снижается с ростом продолжительности работы силовой установки (СУ) на неоптимальных режимах и, прежде всего, на холостом ходу. В настоящее время наиболее перспективное направление решения данной проблемы – комбинированные (гибридные) энергетические установки (КЭУ). Другим возможным путем решения проблемы является установка вспомогательной

СУ. Опыт применения вспомогательных дизель-генераторов на судах показывает, что такое решение может быть эффективным и на сухопутных МТС (грузовик, автобус, маневровый локомотив и пр.) при условии вписывания вспомогательной СУ в габариты моторно-трансмиссионного отделения. Эта задача значительно упрощается, если вспомогательная СУ будет функциональна и без излишнего дублирования интегрирована в основную (главную) СУ.

При выборе СУ МТС необходимо также учитывать перспективные

тенденции перевода транспорта на альтернативное моторное топливо. В настоящее время основными альтернативными топливами являются сжатый (КПГ) или сжиженный (СПГ) природный газ.

Использование природного газа в качестве моторного топлива экономически выгодно, поскольку он существенно (на 50 %) дешевле жидкого нефтяного топлива. Однако для его широкого применения необходимо создание инфраструктуры заправки газом и размещение на борту достаточного количества топлива. Эти проблемы взаимосвязаны, так как минимальное число автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС) зависит от запаса хода между ними, то есть от запаса ПГ на транспортном средстве и его расхода двигателем (эксплуатационный КПД двигателя).

Плотность СПГ в 2 раза ниже плотности дизельного топлива. С учетом теплоизоляции и паровой фазы объем бака с СПГ в 2,5-3 раза больше объема бака с дизельным топливом при равном запасе энергии. КПГ имеет существенно меньшую плотность и только при давлении в баллоне выше 60 МПа может «обогнать» СПГ по этому показателю. Тем не менее в эксплуатации КПГ предпочтительнее, так как не требует высокой квалификации обслуживающего персонала, а баллоны для него существенно дешевле криогенных баков для СПГ. Важным преимуществом КПГ является отсутствие потерь на дренаж и захолаживание криогенной емкости при заправке.

Таким образом, к актуальным задачам относятся снижения эксплуатационного расхода топлива и уменьшение объема СУ транспортного средства для размещения достаточного запаса ПГ.

Для традиционных ДВС эта задача не имеет приемлемого практического решения, а тем более при применении газов с незначительным количеством метана (например, биогаз). Применение природного газа повышает экономическую эффективность транспорта, однако это не означает повышение энергоэффективности, так как большинство газовых двигателей имеют КПД ниже дизелей на

традиционном топливе. Опыт создания газотурбовоза ГТ1 показывает, что за счет уменьшения объема двигателя возможно размещение достаточного запаса СПГ. Однако при мощности 8,3 МВт газотурбинный двигатель (ГТД) расходует 2200 кг/ч газа (эффективный КПД $\eta_e = 25,3\%$), а на холостом ходу – 535 кг/ч, что ставит под сомнение рациональность применения авиационного ГТД и требует его замены на более эффективную энергоустановку.

Удовлетворительное решение возникших проблем возможно, если удельные массу и объем силовой установки уменьшить в 2-5 раз по сравнению с дизелями и снизить эксплуатационный расход топлива. При выполнении этих условий появляется реальная возможность размещения на транспортном средстве природного газа в объеме, достаточном для сохранения запаса хода, аналогичного при использовании дизельного топлива.

Комплексное решение проблем транспортных силовых установок возможно лишь в рамках КЭУ, которой занимаются практически все крупные автопроизводители. Однако все работы проводятся на традиционной элементной базе – ДВС с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), что не может обеспечить принципиально нового существенного результата, а требуется увеличить эксплуатационный КПД минимум в 1,5-2 раза. Применение КЭУ позволяет уменьшить установленную мощность и объем первичного двигателя, но при этом появляются дополнительные агрегаты. Выбор рациональной схемы КЭУ в значительной степени определяется типом передачи.

Последние достижения в теории рабочего процесса комбинированных энергетических установок [1] указывают на перспективность свободнопоршневых двигателей (СПД) в составе силовой установки, что является логическим шагом ее дальнейшего совершенствования. В СПД отсутствуют избыточные преобразующие и передающие энергию звенья. С функциональной точки зрения любой механизм между поршнями камеры сгорания и компрессора является

избыточным, что приводит к следующим последствиям:

- увеличению массы, объема и стоимости КЭУ;
- росту потерь при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно;
- дополнительным ограничениям параметров рабочего процесса первичного двигателя.

При сравнении показателей СУ необходимо учитывать все составляющие объекта, объем и масса которых зависят от типа СУ, то есть запаса топлива, а также вспомогательные системы (вспомогательный двигатель, аккумуляторные батареи, тормозной компрессор, кондиционер и т.д.). К другим важнейшим показателям СУ МТС относятся тягово-динамические, пусковые и эксплуатационные.

Удельная мощность СУ пропорциональна давлению наддува (в общем случае степени сжатия в компрессоре), поэтому для выбора параметров и схемы СУ воспользуемся диаграммой [1], где приведены зависимости КПД СУ при реализации одного и того же цикла с различным давлением наддува.

Из диаграммы следует, что комбинированные свободнопоршневые двигатели (КСПД) при правильно выбранных параметрах рабочего процесса будут иметь КПД выше, чем обычные с изобарной камерой сгорания ГТД и дизели с КШМ. Опыт работы газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа подтверждает это, а теоретическое объяснение достаточно простое.

КПД ГТД определяется максимальной температурой цикла T_{max}' , то есть жаропрочностью применяемых материалов и степенью расширения газа. В ГТД с изобарной камерой сгорания все детали камеры и первой ступени турбины находятся постоянно под воздействием максимальной температуры цикла. В дизеле же – импульсная камера сгорания, и если ее детали сделать из материалов равной с ГТД жаропрочности, то максимальная температура цикла в дизеле может быть на 500...1000 °C выше, чем в ГТД. Поэтому, заменив изобарную камеру сгорания ГТД на импульсную, можно сделать цикл более экономичным.

По выбросам оксидов азота ГТД (при $T_{max} = 1200\text{ °C}$) имеют существенные преимущества перед дизелями, но с ростом T_{max} это преимущество быстро превращается в свою противоположность. Образование оксидов азота имеет термическую природу, и их количество зависит от T_{max} и продолжительности ее действия. Для соблюдения норм Евро-5 по выбросам оксидов азота в ГТД $T_{max} \leq 1520...1550\text{ °C}$. Причем превышение данной температуры даже на 50 °C (в переходном процессе при скачке нагрузки заброс температуры может достигать 150 °C) приведет к выбросам в 3-5 раз превышающим дизельные. Поэтому импульсная камера сгорания при одинаковых выбросах оксидов азота на 1 кг проходящего через камеру сгорания воздуха будет иметь T_{max} на 250...300 °C выше, чем изобарная, и соответственно выше КПД. В КСПД суммарная степень расширения газа по опытным данным достигала 700, а у ГТД даже пятого поколения – 40...55. Удельные массы ГТД и КСПД с учетом получасового запаса топлива ГТД пятого поколения и КСПД, состоящего из СПД, силовой турбины и турбокомпрессора, сравниваются при давлении наддува в СПД равном 2 МПа.

Коэффициент полезного действия дизелей с КШМ также заведомо выше коэффициента полезного действия КСПД. Для ДВС с КШМ опережение начала сгорания топлива всегда меньше оптимального из-за ограничений по жесткости рабочего процесса и максимальному давлению цикла. В СПД жесткость рабочего процесса и максимальное давление цикла не ограничены в привычном для ДВС с КШМ смысле. Более того, жесткость рабочего процесса (скорость нарастания давления при сгорании) в СПД автоматически ограничивается на среднем для дизелей уровне отрицательной обратной связи между скоростью нарастания давления при сгорании и скоростью поршня при его подходе к ВМТ. Вследствие этого теплота подводится при оптимальном опережении начала сгорания. Поэтому при одинаковой степени сжатия и полном выгорании топлива индикаторный КПД дизеля СПД всегда выше, чем у ДВС с КШМ, тем более что при прочих

равных условиях тепловые потери в СПД ниже вследствие более высоких скоростей поршня и меньшей температуры рабочего тела на участке расширения. Более высокие максимальные давления цикла в СПД (более высокая суммарная степень сжатия) еще больше увеличивают разрыв в экономичности СПД и ДВС с КШМ. Отсутствие в СПД боковых усилий и потерь в КШМ обеспечивает увеличение механического КПД.

Описанная обратная связь и возможность эффективного управления положением ВМТ поршня (степень сжатия) обуславливают функциональную многотопливность СПД. Это единственный тип двигателя, который может работать на газах широкого фракционного состава с воспламенением от сжатия, включая «жирные» природные, попутные нефтяные, генераторные, пиролизные газы, шахтный метан, биогаз и пр.

Оптимальное опережение начала сгорания топлива и применение природного газа устраняют догорание топлива на линии расширения, что способствует снижению тепловых потерь в стенки камеры сгорания и соответственно уменьшению размеров системы охлаждения и затрат энергии на ее функционирование.

Более высокие максимальные давления цикла в СПД (более высокая суммарная степень сжатия) и отсутствие диссипативных потерь в кривошипно-шатунном механизме объясняют причины, почему свободнорпоршневые дизель-компрессоры (СПДК) в 1,5...2 раза [2] эффективнее поршневых компрессоров с приводом от ДВС (потери в КШМ). К этому можно добавить экологический фактор. Работа двигателя на природном газе или водороде с воспламенением от сжатия позволяет автоматически соблюдать требования Евро-5 и более жесткие нормы без систем нейтрализации выпускных газов.

Организация работы СУ по расчетному циклу позволяет существенно увеличить эксплуатационный КПД. Сгорание топлива происходит на расчетных режимах с постоянной мощностью, а необходимую тяговую характеристику обеспечивает

расширительная машина. В результате двигатель не глохнет при перегрузе, уменьшается число передач в коробке или она полностью исключается, что снижает утомляемость водителя и повышает безопасность движения.

СПД обладают высокими динамическими показателями (приемистость) при отсутствии дымления. Отсутствие инерционных масс на свободном поршне обеспечивает незначительный (до 10 %) провал коэффициента избытка воздуха при набросе нагрузки. Для поршневых компрессоров СПД характерна подача воздуха с забросом при приеме нагрузки.

Другой важный показатель СУ МТС – это пусковая готовность. Для СПД продолжительность от начала запуска до выхода на холостой ход составляет три цикла, то есть 0,1...0,2 с при $-60\text{ }^\circ\text{C}$ без предварительного подогрева. Запуск СПД производится с первого цикла, поэтому расход сжатого воздуха незначителен. Для удаления воздуха из топливной системы перед запуском достаточно ручной прокачки, то есть аккумуляторные батареи и прокачка масла в чрезвычайной ситуации не требуются.

Независимость мощности СПД от разрежения на всасывании,

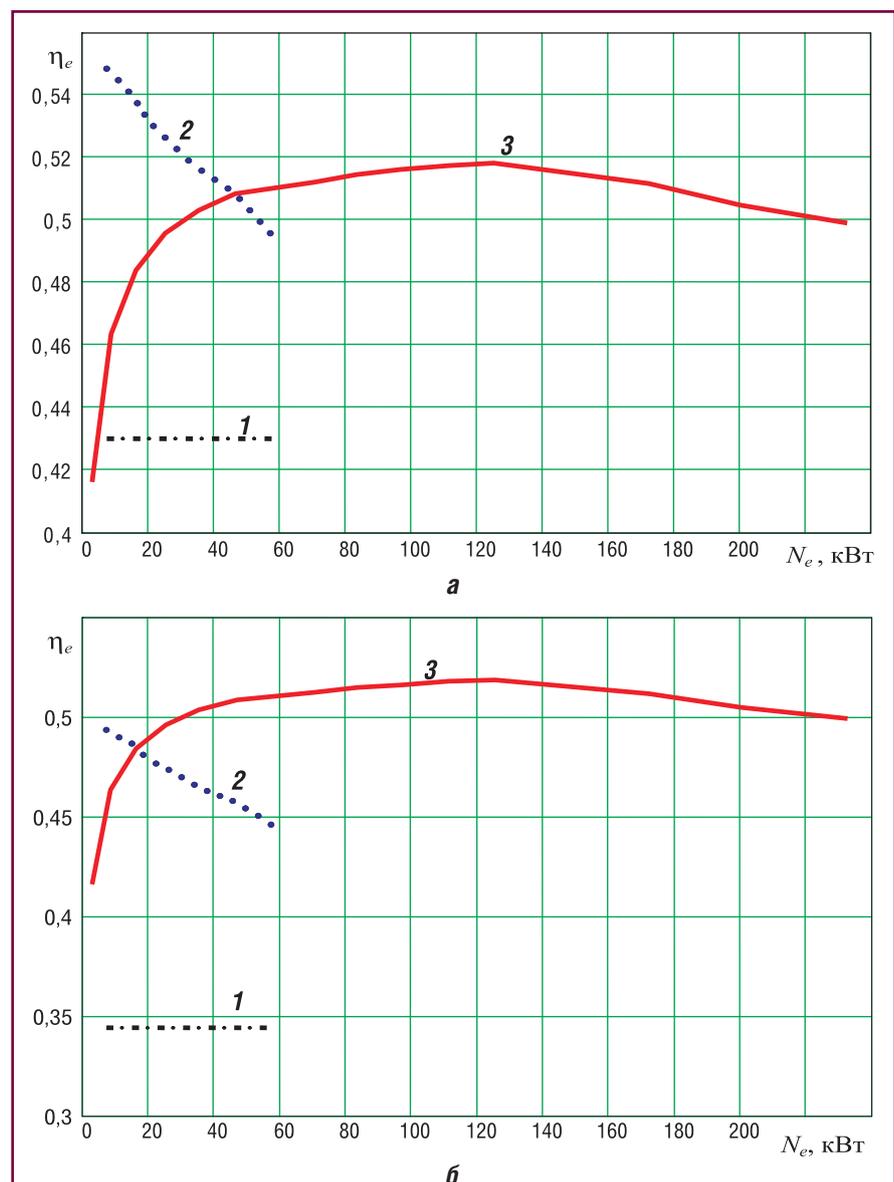


Рис. 1. Сравнительная оценка зависимости эффективного КПД различных газовых двигателей при одинаковых полезном рабочем объеме и частоте циклов на валах соответственно двигателя (а) и осевого редуктора (главная передача) гибридной СУ (б): 1 – газовый ДВС с кривошипно-шатунным механизмом (ограничительная линия максимального КПД); 2 – СПД в двигательном режиме; 3 – КЭУ с СПД в генераторном режиме

противодавления на выхлопе, температуры окружающей среды является важным качеством для СУ. В обычной комплектации СПД обеспечивает надежную и устойчивую работу СУ при увеличении сопротивлений на всасывании и выхлопе в 3-5 раз по сравнению со штатным режимом.

При использовании СПД в качестве первичного двигателя в КЭУ свободнопоршневой двигатель может эксплуатироваться в двигательном, генераторном или комбинированном режимах. В двигательном режиме вся энергия потребляется на привод линейного электрогенератора, гидронасоса или компрессора в зависимости от типа применяемой передачи. В генераторном режиме вся энергия дизеля тратится на наддув (производство рабочего тела в виде продуктов сгорания).

Схемы использования СПД в качестве главных и вспомогательных СУ МТС могут быть следующие:

1. КЭУ с СПД в генераторном режиме с силовой турбиной или объемной расширительной машиной (ОРМ).
2. Свободнопоршневой дизель-гидронасос (СПДГН) для полнопоточного или комбинированного объемного гидропривода.
3. Свободнопоршневой дизель-компрессор для КЭУ с термопневматической передачей, КПД которой может быть выше не только электрической, но и гидравлической передачи.

4. СПД с линейным электрогенератором в качестве вспомогательной или главной СУ МТС, пригоден для МТС с электропередачей, в частности, для многоосных тягачей с групповым электроприводом.

5. Произвольные комбинации предыдущих вариантов.

Во всех случаях возможно рекуперативное торможение и аккумулярование электрической энергии или рабочего тела.

Отсутствие надежного и экономичного линейного электрогенератора ограничивает применение четвертой схемы. К тому же вынесенный за пределы поршня тяжелый якорь генератора снижает (до 40 %) собственную частоту автоколебаний поршня и мощность СПД.

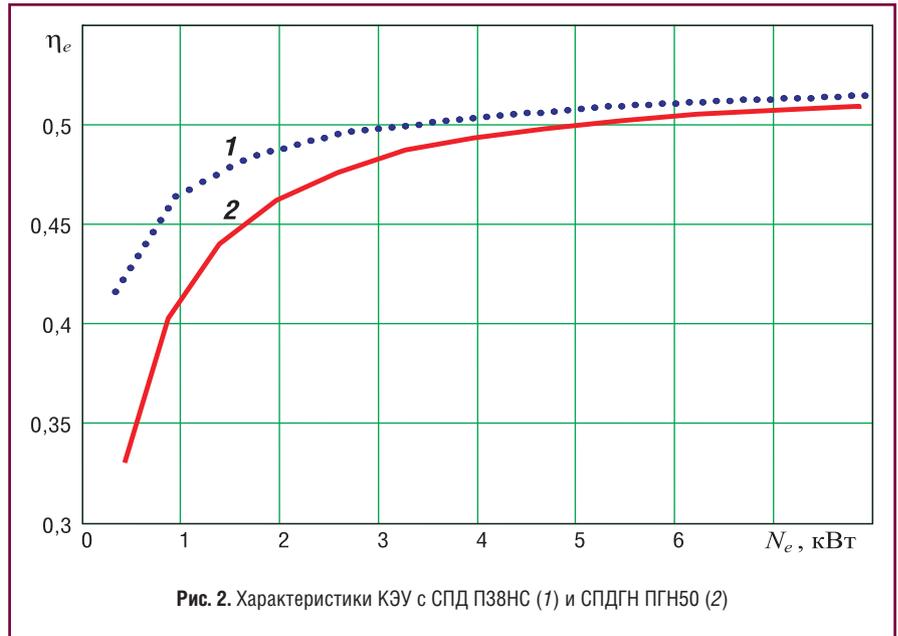


Рис. 2. Характеристики КЭУ с СПД П38НС (1) и СПДГН ПГН50 (2)

Для газопоршневого ДВС принята последовательная схема КЭУ с КПД электропередачи 0,8, для СПД – КПД гидравлической и термопневматической передачи 0,9. Номинальная мощность генераторного режима в 4 раза выше двигательного при одинаковых КПД и среднем индикаторном давлении (рис. 1).

Представленные зависимости показывают, что применение последовательной схемы КЭУ в основном (кроме специальных случаев) не рационально с точки зрения эксплуатационного КПД. Характер представленных зависимостей определяется параметрами

турбокомпрессора, и для различных диапазонов мощности кривые КПД могут незначительно деформироваться. Падение КПД (кривые 2) обусловлено уменьшением степени сжатия с ростом давления наддува при фиксированном максимальном давлении цикла. Эффективность турбонаддува двигателей резко снижается с падением мощности установки, и для мощностей до 30...40 кВт он практически не применяется.

Для определения рациональной схемы КЭУ разработаны конструкции и определены характеристики СПД, выполненные по несимметричной

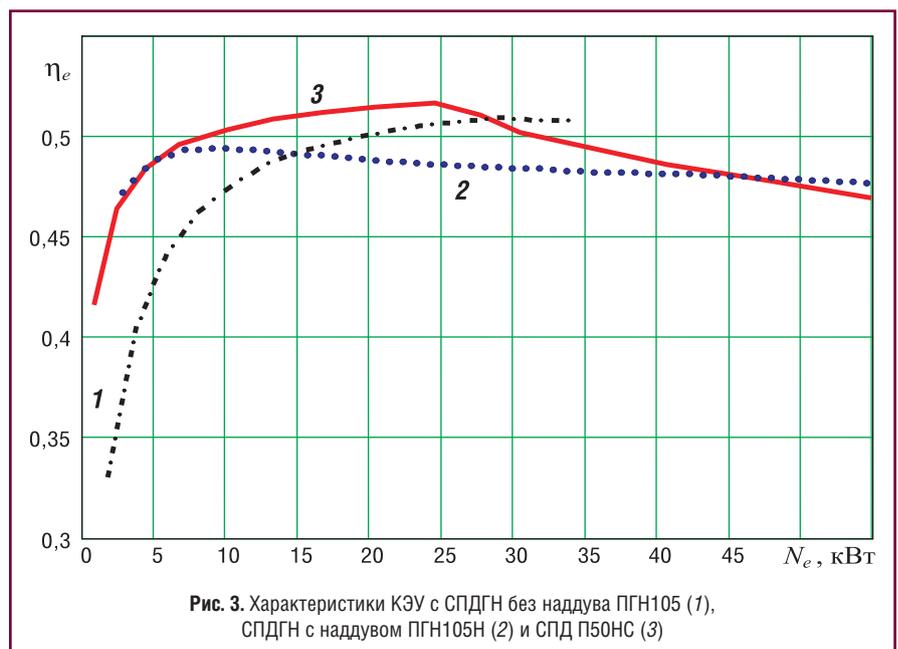


Рис. 3. Характеристики КЭУ с СПДГН без наддува ПГН105 (1), СПДГН с наддувом ПГН105Н (2) и СПД П50НС (3)

Характеристика	Тип СПД					
	ПЗ8НС	ПГН50	П50НС	ПГН105	ПГН105Н	П105НС
Диаметр цилиндра двигателя, мм	38	50	50	105	105	105
Номинальный ход поршня, мм	83	106	106	106	106	106
Длина, мм	250	485	260	530	530	350
Ширина, мм	250	346	260	420	420	320
Высота, мм	515	587	587	645	645	645
Масса, кг	36	47	63	110	118	134
Мощность номинального режима, кВт	7,9	7,9	55	34	56	235
Частота циклов номинального режима, мин ⁻¹	4500	4890	5220	4750	5510	5500
Режим работы	Г	Д	Г	Д	Д	Г
Тяговый двигатель	ОРМ	ГМ	ОРМ	ГМ	ГМ	ОРМ
Масса тягового двигателя, кг	12	6	45	19	19	118
Число цилиндров ОРМ	3	–	3	–	–	2
Расположение цилиндров ОРМ	Рядное	–	Рядное	–	–	2V90°

схеме (с одним поршнем) и работающие в двигательном (Д) и генераторном (Г) режимах (таблица, рис. 2, 3). В качестве тяговых двигателей используются ОРМ или гидромотор (ГМ). Номинальная частота вращения выходного вала тягового двигателя принята 3000 мин⁻¹, что соответствует приводу синхронного электрогенератора промышленной частоты, причем с минимальным числом пар полюсов.

В случае КЭУ с гидравлической передачей в качестве тягового двигателя используется простой и эффективный нерегулируемый ролико-лопастной гидромотор. Режимы рекуперативного торможения обеспечиваются изменением направления потоков жидкости простым переключением гидрораспределителя. Тяговую характеристику обеспечивает СПДГН.

ВКЭУспневматической передачей тяговую характеристику обеспечивает ОРМ, габариты и масса которой существенно зависят от необходимого запаса крутящего момента. Для обеспечения непрерывного тягового момента с нулевых оборотов в ОРМ однократного действия должно быть не менее трех цилиндров. Это может быть рядная ОРМ или звездообразная. В случае ОРМ двойного действия достаточно двух цилиндров. По условиям уравнивания наиболее рациональная схема – V-образная с

углом развала 90°. Масса ОРМ приведена при условии выполнения ее только из черных металлов.

Конструктивная проработка КЭУ с гидравлической и газовой передачами показывает, что габаритные размеры и масса этих вариантов КЭУ (без турбокомпрессора) отличаются незначительно. С учетом условий работы и простоты конструкции гидромотора КЭУ с гидравлической передачей выглядит предпочтительнее, во всяком случае, для диапазона мощностей до 30...40 кВт.

Положительные особенности КЭУ с гидравлической передачей:

- наличие серийного гидромотора;
 - простота управления.
- К недостаткам следует отнести:
- наличие промежуточного рабочего тела (масло) и аккумулирующей среды (азот), утечки которых необходимо пополнять;
 - значительные объемы гидроаккумуляторов, находящихся под высоким давлением.

КЭУ с термпневматической передачей свободна от этих недостатков, но требует для своего функционирования два теплообменника.

Из зависимостей эффективного КПД и сравнения удельных мощностей КЭУ (см. рис. 2, 3) следует, что при наличии серийного турбокомпрессора

работа СПД по генераторной схеме имеет преимущества. Во всех рассмотренных случаях применение турбокомпрессора благоприятно сказывается на нагрузочной характеристике КЭУ с СПД.

Таким образом, при мощности КЭУ до 75...100 кВт возможны и двигательный, и генераторный режимы работы СПД. Для больших мощностей наиболее рациональна КЭУ с СПД, работающим в генераторном режиме и с ОРМ двойного действия.

Окончательный тип КЭУ следует выбирать с учетом прочих показателей и на основе сравнительных стендовых и эксплуатационных испытаний КЭУ в составе транспортного средства.

В случае вспомогательной СУ необходимо учесть условия интегрирования ее в главную СУ.

Литература

1. **Иващенко Н.А., Петров П.П.** Всеядный двигатель. Диаграмма возможных режимов работы комбинированных энергоустановок // АГЗК + АТ. – 2009. – № 4 (46). – С. 3-8.
2. Свободнопоршневые двигатель-компрессоры для газовой промышленности. / Васильев Ю.Н., Ксенофонов С.И., Стрелков В.П., Строганов Е.К. // Газовая промышленность. – 1992. – № 2. – С. 17-18.



Автомобильные газовые баллоны



РЕКЛАМА

ООО «Балсити» является единственным производителем в России, изготавливающим баллоны для СУГ, сертифицированные по Международным Правилам ЕЭК ООН № 67-01. На предприятии внедрена и действует система менеджмента качества в соответствии с ГОСТ Р ИСО 9001-2008 (ISO 9001-2008)

В настоящее время серийно изготавливаются:
- цилиндрические баллоны емкостью от 30 до 220 л,
- тороидальные баллоны емкостью от 42 до 94 л,
- блоки цилиндрических баллонов различной емкости (спаренные баллоны).

Широкое разнообразие типов и объемов выпускаемых баллонов позволяет оснастить ими автомобили любой марки.

ООО «Балсити» является эксклюзивным поставщиком баллонов на конвейер Горьковского автозавода ГАЗ.

Тел. +7 (495) 955-43-77
Факс +7 (495) 783-84-92
E-mail: balcity@balcity.ru
Сайт: www.balcity.ru



Требования по подготовке статей к опубликованию в журнале

В связи с тем, что Международный научно-технический журнал Национальной газомоторной ассоциации «Транспорт на альтернативном топливе» включен в Перечень ВАКа, просьба ко всем авторам строго выполнять следующие требования при подготовке статей к публикации:

1. Все научно-технические статьи должны иметь **на русском и английском языках** следующие составляющие:

заголовок, ФИО авторов полностью, их должности, ученая степень (при наличии), контакты (e-mail, телефоны), аннотации, ключевые слова.

2. Все английские тексты следует набирать только строчными буквами, сохраняя начальные прописные буквы в именах собственных.

3. Авторы остальных публикаций (информационных, рекламных и т.д.) представляют на русском и английском языках: **заголовок, ФИО авторов полностью, их должности, адрес и контакты (e-mail, телефоны).**

Материалы статей должны быть представлены по электронной почте в программе WinWord. Объем статьи – не более 14 400 знаков с пробелами.

Представленный текстовый материал с иллюстрациями и таблицами должен иметь сквозную нумерацию. Графический материал должен быть выполнен в формате, обеспечивающем ясность всех деталей рисунков. Формулы и символы должны быть четкими и понятными. Все обозначения в формулах необходимо расшифровать. Нумеруются только те формулы, на которые сделаны ссылки в тексте. Обозначения физических величин и единиц измерений необходимо давать в Международной системе единиц (СИ). Обязательно соблюдение действующих

ГОСТов. Текст, таблицы и графические рисунки должны быть выполнены в программе Word в формате doc, rtf. Фотографии (не менее 300 dpi, CMYK) – в формате jpg, jpeg, tiff, pdf. Отдельно необходимо представить список подрисовочных подписей. Не следует форматировать текст самостоятельно.

При пересылке материалов по e-mail следует сопровождать их пояснительной запиской (от кого, перечень файлов и т.д.). Объемные файлы должны быть заархивированы. При подготовке статей к печати необходимо руководствоваться документами, определяющими правила передачи информации через СМИ. Авторский коллектив должен указать ответственное лицо, с которым редакция будет вести переговоры в процессе подготовки статьи к изданию. В список литературы включаются источники, на которые есть ссылки в статье. Ссылаться можно только на опубликованные работы. Список литературы составляется в порядке употребления. В нем приводятся следующие сведения: фамилия и инициалы авторов, название работы; для журнала – название, год издания, номер, страницы, на которых размещена статья; для книг – место и год издания, издательство, общее число страниц. Редакция оставляет за собой право редакторской правки и не несет ответственности за достоверность публикации. Все внесенные изменения и дополнения в представленную к изданию статью согласовываются с автором или представителем авторского коллектива.

Редакция оставляет за собой право размещать опубликованные статьи на сайтах журнала и Национальной газомоторной ассоциации. Редакция не передает и не продает материалы для публикации в других печатных и электронных изданиях без согласования с автором (представителем авторского коллектива).



Оценка энергозатрат при подаче СПГ в двигатель

А.И. Цаплин,

профессор, декан факультета Пермского ГТУ, д.т.н.,

С.В. Бочкарев,

профессор Пермского ГТУ, д.т.н.

В статье представлена модель учета газообразования в магистрали при перекачивании жидкого криогенного топлива. Показано, что в условиях теплообмена поток становится газожидкостным. С использованием уравнения теплового баланса при газообразовании получена модель для прогнозирования возрастающей мощности перекачки газожидкостного топлива, зависящей от расходного объемного газосодержания. Модель оказывается полезной при решении практических задач, связанных с выбором мощности перекачивания криогенных топлив.

Ключевые слова: жидкое криогенное топливо, двигатель, трубопровод, теплообмен, газожидкостный поток, расчет.

Evaluation of power inputs when feeding gas-liquid LNG engine

A.I. Tsaplin, S.V. Bochkarev

This article presents a model line taking into account with gassing a liquid cryogenic propellant transferring. It is shown that in the midst of heat flow becomes gas-liquid. Using equation of thermal balance in gasification received model for prediction of the growing power of pumping gas-liquid fuel-dependent expendable volumetrical gas content. The model is useful when solving practical tasks associated with the choice of power fuel systems for cryogenic propellant.

Keywords: liquid cryogenic propellant, engine, pipeline, heat exchange, gas-liquid flow, calculation.

Сжиженные горючие газы по энергетической массовой эффективности и другим показателям успешно конкурируют с бензином. Для перспективных автомобилей сжиженный водород считается самым удобным видом топлива [1]. Сжиженный природный газ (СПГ), содержащий преимущественно метан, является эффективным альтернативным топливом [2]. Однако при низких температурах (для водорода $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже, для СПГ $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже) теплообмен с окружающей средой приводит в магистралях топливной системы двигателей к возрастанию энтальпии потока по течению и появлению газовой фазы после прохождения точки насыщения. При этом в кипящем пристенном слое увеличивает интенсивность массообмена с ядром потока. Эти явления приводят к прогнозируемому росту давления [2], изменяется и мощность $N_{гж}$, необходимая для перекачки двухфазного (газожидкостного) потока [3], по сравнению с мощностью перекачки однородного потока жидкости $N_{ж}$, которая определяется динамическим напором жидкости [4]

$$N_{ж} = \zeta_{ж} \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_{ж} v_{ж}^2}{2}, \quad (1)$$

где $\zeta_{ж}$ – коэффициент сопротивления трению при течении однородной жидкости; L, d – длина и диаметр трубопровода; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; $v_{ж}$ – скорость жидкости.

Возникает задача оценки возрастающей мощности, необходимой для перекачивания закипающей криогенной жидкости, прогретой до температуры насыщения и содержащей газовую фазу.

Особенностью течения газожидкостных смесей в трубопроводах, наклоненных по отношению к вектору силы тяжести, является зависимость структуры течения от расходного объемного газосодержания смеси [3]

$$\beta = v_{г} / v_{гж}, \quad (2)$$

где $v_{г}, v_{гж}$ – скорости соответственно газа и двухфазного потока (газ и жидкость).

В горизонтальных трубопроводах при малом газосодержании ($\beta \approx 0,06$) газ движется в верхней части трубопровода, а профиль скорости течения жидкости мало отличается от профиля однофазного потока. При возрастании β до 0,5 длинные пузыри занимают значительную часть поперечного сечения трубопровода, и только в его нижней части течет жидкая фаза.

Простейшей моделью газожидкостного потока в трубопроводах является квазигомогенная модель [3], описывающая течения с малыми концентрациями газа. В этой модели относительная скорость газа принимается равной нулю и, следовательно, $\beta=0$.

Объективными критериями режимов течения газожидкостных смесей являются спектральные характеристики касательных напряжений на стенке трубопровода. Мощность перекачивания этих смесей определяется аналогично формуле (1), в которой коэффициент сопротивления трению имеет вид

$$\zeta_{гж} = \psi \zeta_{ж}, \quad (3)$$

где ψ – функция, определяющая сопротивление смеси.

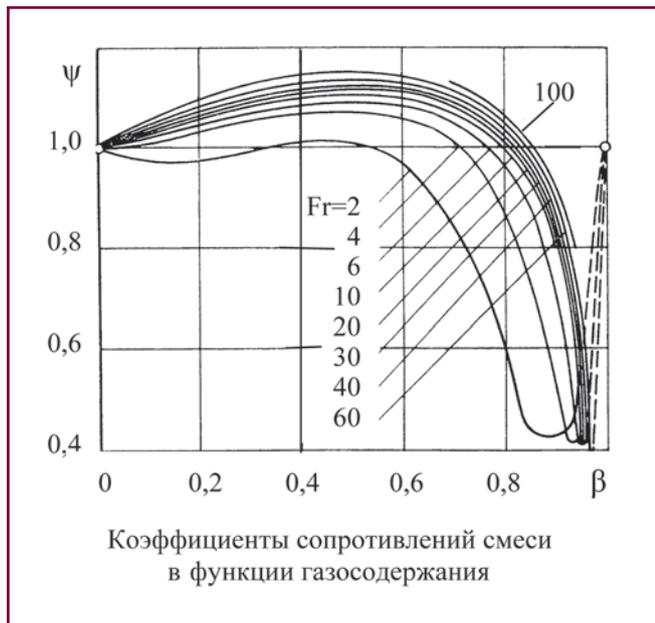
Для потока жидкости $\psi=1$, а для газожидкостных смесей она является весьма сложной. На рисунке представлен вид этой функции, полученный обработкой экспериментальных данных по теории подобия [3].

Другими факторами, определяющими функцию ψ , являются силы гравитации, поверхностного натяжения и инерции, влияющие на форму и размеры пузырьков газа в жидкости. Этот фактор описывается числом Фруда

$$Fr = \frac{v_{гж} d g^{1/2} (\rho_{ж} - \rho_{г})}{4\sigma^{3/4}}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения; $\rho_{г}$ – плотность газа; σ – коэффициент поверхностного натяжения.

Подвод теплоты через стенку трубопровода приводит к образованию в жидкости, находящейся при



температуре насыщения, газообразной фазы, объем которой определяется в соответствии с уравнением теплового баланса [5]

$$\frac{dV_{г}}{d\tau} = \frac{q_l L}{\rho_{г} Q}, \quad (5)$$

где $V_{г}$ – объем газа; τ – время; q_l – тепловой поток с 1 м трубопровода; L – длина трубопровода; Q – удельная теплота парообразования.

Объем газа нарастает по длине трубопровода

$$\frac{dV_{г}}{d\tau} = \frac{dV_{г}}{dx} \cdot \frac{dx}{d\tau} = v_{г} \frac{dV_{г}}{dx}, \quad (6)$$

где x – координата длины трубопровода.

При массовом секундном расходе жидкости G на входе в трубопровод скорость газожидкостного потока в соответствии с квазигомогенной моделью ($v_{ж} = v_{г} = v_{гж}$) определяется по формуле

$$v_{гж} = \frac{4G}{\rho_{гж} \pi d^2}. \quad (7)$$

После подстановки скорости (7) в уравнение (6) и интегрирования

$$\int_0^{V_{г}} dV_{г} = \int_0^L \frac{P_{ж}}{\rho_{г}} \cdot \frac{q_l L \pi d^2}{4GQ} dx \quad (8)$$

получаем формулу для расчета объема газа

$$V_{г} = \frac{P_{ж}}{\rho_{г}} \cdot \frac{q_l L^2 \pi d^2}{4GQ}. \quad (9)$$

Относительное содержание газа в трубопроводе увеличивается с его длиной L и может быть определено по формуле

$$\phi = \frac{4V_{г}}{\pi d^2 L} = \frac{P_{ж}}{\rho_{г}} \cdot \frac{q_l}{GQ} L. \quad (10)$$

Плотность газожидкостного потока определяется с использованием правила смесей

$$\rho_{гж} = \rho_{г} \phi + \rho_{ж} (1 - \phi) = \rho_{ж} \left[1 - \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} - 1 \right) \frac{q_l L^2 \pi d^2}{4GQ} \right]. \quad (11)$$

Подставляя значение этой плотности в формулу (7), получаем скорость газожидкостного потока. В результате необходимая мощность перекачивания газожидкостного потока в обогреваемом трубопроводе определяется по формуле

$$N_{гж} = \zeta_{гж} \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_{гж} v_{гж}^2}{2}. \quad (12)$$

В частном случае, когда объемная доля газообразной фазы равна нулю, эта формула совпадает

Характеристики трубопровода и СПГ, принятые в расчете

Параметр	Значение
Внутренний диаметр трубопровода d , м	0,01
Длина трубопровода L , м	1
Массовый секундный расход G , кг/с	$5,1 \cdot 10^{-3}$
Плотность метана, кг/м ³ газообразного ρ_r жидкого $\rho_{ж}$	82 422
Удельная теплота испарения Q , кДж/кг	511
Подводимый тепловой поток q_r , Вт/м	115
Коэффициент поверхностного натяжения σ , Н/м ²	$14,3 \cdot 10^{-3}$

с формулой (1) оценки мощности при перекачивании однородного потока жидкости. Отношение мощностей, необходимых для перекачки газожидкостной смеси и жидкости, составляет

$$\frac{N_{гж}}{N_{ж}} = \psi \frac{\rho_{ж}}{\rho_{гж}} \quad (13)$$

В качестве примера оценим мощность, необходимую для перекачивания жидкого метана в обогреваемом трубопроводе двигателя автомобиля. Исходные данные [6] представлены в таблице.

В соответствии с уравнением (10) относительное содержание газа в трубопроводе длиной L

$$\varphi = \frac{\rho_{ж}}{\rho_r} \cdot \frac{q_r}{GQ} L = \frac{422}{82} \cdot \frac{115 \cdot 1}{5,1 \cdot 10^{-3} \cdot 511 \cdot 10^3} = 0,23. \quad (14)$$

Плотность и скорость газожидкостного потока определяются по уравнениям (11, 7)

$$\rho_{гж} = \rho_r \beta + \rho_{ж} (1 - \beta) = 82 \cdot 0,23 + 422 (1 - 0,23) = 344 \text{ кг/м}^3, \quad (15)$$

$$v_{гж} = \frac{4G}{\rho_{гж} \pi d^2} = \frac{4 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3}}{344 \cdot 3,14 \cdot 0,01^2} = 0,19 \text{ м/с}. \quad (16)$$

Число Фруда по формуле (4)

$$Fr = \frac{v_{гж} d g^{1/2} (\rho_{ж} - \rho_r)}{4\sigma^{3/4}} = \frac{0,19 \cdot 0,01 \cdot 9,8^{1/2} (422 - 82)}{4 (14,3 \cdot 10^{-3})^{3/4}} = 12,3. \quad (17)$$

Для квазигомогенного потока ($\beta=0$) из графика (см. рис.) следует, что $\Psi=1$ и отношение мощностей по формуле (13) составляет

$$\frac{N_{гж}}{N_{ж}} = \psi \frac{\rho_{ж}}{\rho_{гж}} = 1,0 \frac{422}{344} = 1,23. \quad (18)$$

Таким образом, мощность, необходимая для перекачивания газожидкостной смеси, возрастает в условиях примера по сравнению с мощностью перекачивания жидкого метана на 23 %.

Предложенная методика может оказаться полезной для прогнозирования мощности перекачивания криогенных топлив в конкретных условиях конструкций трубопроводов, питания двигателей, перекачки криогенных топлив.

Статья выполнена в рамках работ по постановлению Правительства РФ от 9.04.2010 г. № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

Литература

- 1. Алексеева О.К., Козлов С.И., Фатеев В.Н.** Транспортировка водорода // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 3 (21). – С. 18-24.
- 2. Цаплин А.И., Бочкарев С.В.** Моделирование теплообмена при подаче СПГ в двигатель // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 3 (21). – С. 66-69.
- 3. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А.** Гидродинамика газожидкостных систем. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.
- 4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. Учебник для вузов. Изд. 3. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- 5. Цаплин А.И.** Теплофизика в металлургии: учеб. пособие / А.И. Цаплин. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2008. – 230 с.
- 6. Загорученко В.А., Журавлев А.М.** Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана. – М.: Изд-во Госстандарт СССР, 1969. – 236 с.

Производство СПГ из метана угольных отложений

Е.Б. Федорова,

доцент РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, к.т.н.,

М.П. Хайдина,

доцент РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, к.т.н.

В статье рассматриваются вопросы получения сжиженного природного газа из нетрадиционных источников – месторождений сланцевого газа и метана угольных отложений (МУО). В настоящее время в мире растет добыча газа из нетрадиционных источников, и как вариант осуществления транспортировки газа потребителям рождаются проекты сжижения сланцевого газа и МУО. В Австралии строятся крупнотоннажные заводы СПГ, сырьем для которых является метан из угольных разрезов южных и центральных районов Квинсленда. В России крупное месторождение МУО, на котором может быть построен завод по сжижению, находится в Кузбассе.

Ключевые слова: сжиженный природный газ (СПГ), природный газ из нетрадиционных источников, метан угольных отложений, сжижение МУО, проекты по сжижению газа из нетрадиционных источников.

LNG production from CBM

E.B. Fedorova, M.P. Khaydina

The problems of natural gas liquefaction produced from non-conventional resources are discussed in the article. It may be shale gas or CBM. Now the gas recovery from so called non-conventional resources grows. Different projects of LNG as one of the transportation forms are suggested in the world. Large-tonnage LNG plants are being built in Australia. Their stuff will be CBM from Queensland northern and central fields. Big deposit of CBM is in Kuzbass in Russia. LNG plant can be built there.

Keywords: LNG, unconventional gas, coal bed methane (CBM), coal seam gas (CSG), CBM (CSG) to LNG, unconventional LNG supply projects.

На протяжении последних двадцати лет в мире наблюдается рост добычи природного газа из нетрадиционных источников. Это газ, добываемый из плотного песчаника, сланцев и угольных пластов. Дислокация месторождений нетрадиционного газа сильно отличается от расположения традиционных месторождений углеводородов, что может сильно изменить картину мирового экспорта и импорта природного газа.

В частности, в США увеличение добычи природного газа из нетрадиционных источников (НТИ)

повлияло на перспективы американского импорта. Уже в 2008 г. получение природного газа из НТИ удовлетворяло более половины потребностей внутреннего рынка, тогда как в 2000 г. – не более 30 % [1]. При этом импортные поставки СПГ в эту страну в период с 2000 по 2009 г. обеспечивали от 1 до 3 % общего потребления природного газа в США [2, 3].

По той же причине, что и в конце 1950-х гг. в Алжире, в последние два-три года некоторые страны-производители природного газа из НТИ рассматривают возможность применения технологий сжижения для транспортировки газа на дальние расстояния. В Азиатско-Тихоокеанском регионе нетрадиционный газ может стать важным фактором роста СПГ-индустрии. Среди перспективных производителей СПГ из угольного метана – Австралия и Индонезия (табл. 1). Большими запасами угля обладают Россия и Китай [4].

В Канаде на рассмотрении находится проект завода по сжижению сланцевого газа, который предполагается разместить в области Китимат (Британская Колумбия). Но стоимость производства сланцевого газа значительно выше, чем традиционного и газа из угольных пластов. Это оказывает негативное влияние на экономическую эффективность проектов сжижения сланцевого газа [6].

Таблица 1

Извлекаемые запасы угля по состоянию на 2008 г.*

Страна	Извлекаемые запасы, млн т
Австралия	76,402
Китай	114,502
Индонезия	5,529
Индия	60,6
Польша	5,709
Россия	157,013
США	236,372

*По данным U.S. EIA, Coal Reserves [5]



Рис. 1. Проекты заводов СПГ, рассчитанные на поступления газа из нетрадиционных источников [6]

Более жизнеспособными из рассматриваемых проектов для газа из НТИ на данном этапе являются проекты сжижения газа из метаноугольных месторождений.

В настоящее время в Австралии на разных стадиях готовности существуют пять проектов сжижения газа из угольных пластов – четыре крупнотоннажных и один малотоннажный. Все они построены по одной модели: метан угольных отложений добывается в южных и центральных районах Квинсленда и по 400-километровому газопроводу направляется на заводы СПГ в Глэдстоуне на северо-восточном побережье Австралии. По прогнозам суммарная производительность четырех основных заводов СПГ из угольного метана первоначально составит около 16 млн т/год, а затем вырастет до 57-58 млн т/год [7].

Завод Bontang LNG в Восточном Калимантане (Индонезия) может в будущем стать первым гибридным по сырью проектом, принимающим как газ из традиционных месторождений, так и МУО.

В дополнение к проектам, представленным на карте (рис. 1), польская компания LNG-Silesia совместно с американскими партнерами в настоящее время приступила

к реализации проекта малотоннажного производства СПГ с содержанием метана 97 % из угольного газа производительностью 3 тыс. т/год.

Несмотря на большое количество ресурсов в нетрадиционных месторождениях по всему миру, существует ряд проблем, помимо экономических, с которыми сталкиваются разработчики технологий сжижения сланцевого или угольного газа.

Одной из основных трудностей реализации проекта СПГ из угольного газа является обеспечение достаточного количества сырья. Для поддержания одинаковой производительности завода СПГ необходимо иметь в сто раз больше скважин на метано-угольном месторождении, чем на традиционном. По предварительным оценкам, для обеспечения завода СПГ производительностью 1,5..4 млн т/год на

Таблица 2

Требования к теплотворной способности СПГ по странам мира

Страна	Теплотворная способность, МДж/м ³	
	Минимум	Максимум
Япония	39,7	43,3
Корея	40,0	43,7
США	35,8	40,8
Великобритания	36,7	42,4
Франция	36,2	43,3
Испания	35,0	44,9

Таблица 3

Типовые составы углеводородного и угольного газа

Компоненты газа	Молярные доли, %	
	Углеводородный газ	Угольный газ
Метан	83	95
Углекислый газ	2,5	3,0
Азот	1,5	2,0
Этан	6,5	Следы
Пропан	3,0	Отсутствует
Бутаны	1,5	Отсутствует
Пентаны и выше	0,5	Отсутствует
Сероводород	1,5	Отсутствует

протяжении 20 лет может потребоваться около 3 тыс. скважин [8]. В частности, для загрузки четырех основных заводов СПГ на северо-восточном побережье Австралии потребуется более 27 125 добывающих скважин [7].

Угольный метан добывается из скважин при низком давлении и требует дополнительной компрессии для подачи по трубопроводу на завод СПГ. МУО относится к сильно сухим газам, он отличается почти полным отсутствием других углеводородов нормального ряда, которые часто существенно поднимают экономику СПГ-проекта. Отсутствие легких углеводородных газов C_2+ в товарном СПГ снижает его теплотворную способность, что не приветствуется в ряде стран-потребителей СПГ.

Для потребителей сжиженного природного газа большое значение имеет такой показатель, как высшая теплотворная способность (HHV – Higher Heating Value) – количество теплоты, производимой при сжигании 1 м^3 топлива при атмосферном давлении и температуре

$15 \text{ }^\circ\text{C}$. СПГ продается и покупается на основании показателя теплотворной способности, значение которой зависит от состава СПГ. Наличие азота в сжиженном газе снижает его теплотворную способность, а присутствие этана и других более тяжелых углеводородов повышает этот показатель. В разных странах приняты различные стандарты высшей теплотворной способности. Требования Японии к качеству СПГ по показателю высшей теплотворной способности находятся в диапазоне $39,7...43,3 \text{ МДж/м}^3$, Испании – $35,0...44,9 \text{ МДж/м}^3$ (табл. 2) [9].

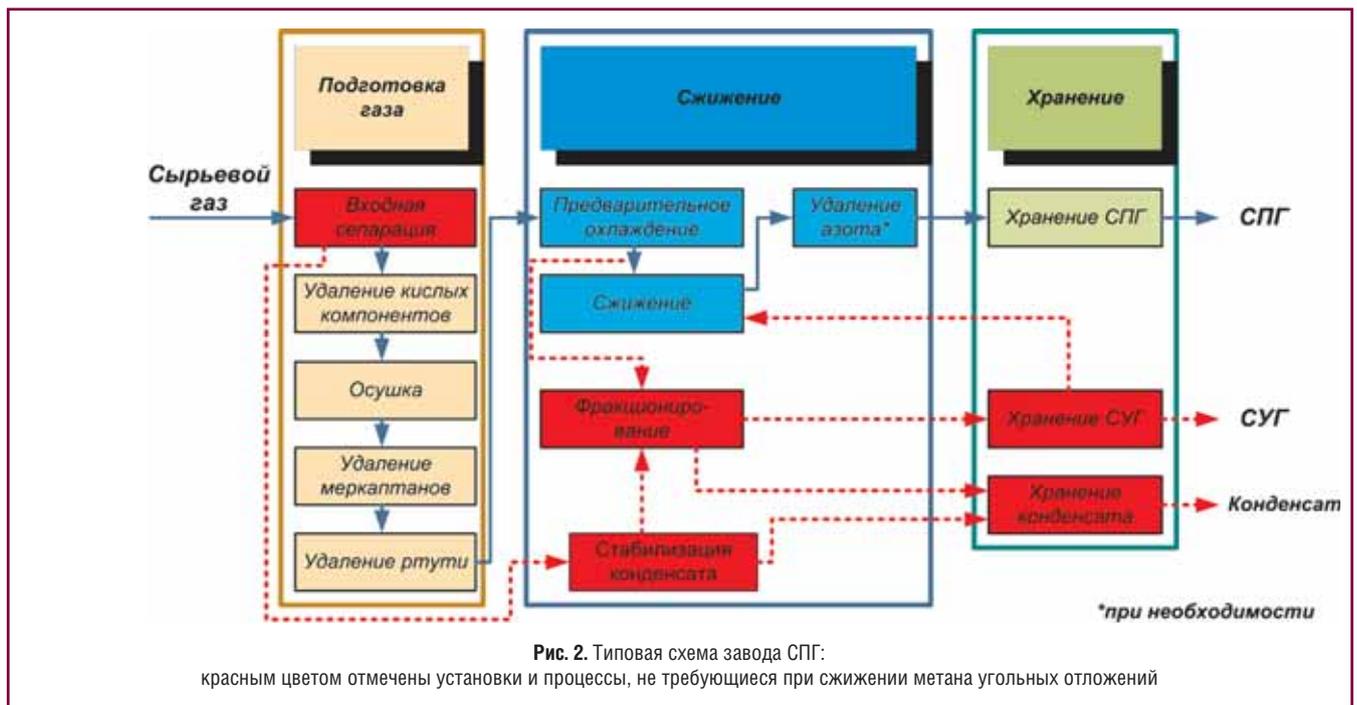
Товарный СПГ из МУО будет иметь среднее значение теплотворной способности около $37,26 \text{ МДж/м}^3$ [9]. Если этот показатель устраивает большинство европейских стран и США, то для поставок на рынки Японии и Кореи угольный СПГ необходимо будет дополнительно обогащать углеводородами C_2 и C_3 . Это возможно осуществить либо на регазификационных терминалах перед подачей в магистральный газопровод, либо добавляя порции

переохлажденного сжиженного этана в СПГ перед транспортировкой потребителям.

Состав примесей в природном газе угольных пластов может варьироваться в широком диапазоне, что требует разноплановых инвестиций в установки очистки и осушки газа. Коммерчески привлекательным считается газ с молярной долей метана не менее 90 %.

К примеру, угольный природный газ из Австралии содержит 98 % метана и совсем не содержит углекислого газа, что удешевляет его подготовку к сжижению. А силезский угольный газ имеет в качестве примесей азот, кислород, воду и углекислый газ. Удаление этих примесей требует дополнительных инвестиций в установки очистки (табл. 3) [8].

При этом состав сырья может меняться от скважины к скважине, так как они могут вскрывать различные пропластки, образованные углями с различной степенью метаморфизма, принадлежащими к различным классам, также скважины



могут быть подвержены затоплению пластовыми водами.

Если не менять теплотворную способность товарного СПГ из МУО, то он может рассматриваться как сырье для потребления внутри страны, для транспортировки потребителям, удаленным от магистральных газопроводов, для использования в качестве топлива отечественным железнодорожным и автотранспортом.

В России производство сжиженного метана угольных пластов может быть основано на сырье из Талдинского угольного разреза в Кемеровской обл. Общие запасы Кузбасса по угольному метану оцениваются в 13 трлн м³ газа, его промышленная добыча в перспективе составит 3,5...4 млрд м³ ежегодно [10]. Это позволит построить технологическую линию по сжижению производительностью от 1 до 2 млн т СПГ в год.

Типовая технологическая линия производства СПГ из угольного газа будет включать следующие процессы:

- удаление из газа твердых частиц;
- удаление кислых компонентов;
- осушка;
- удаление следов серы и соединений ртути;

- охлаждение и сжижение газа;
- выделение азота из сжиженного газа при его содержании в СПГ более 1,5 %.

По сравнению с традиционной технологической схемой завода СПГ здесь отсутствуют установки удаления тяжелых компонентов, стабилизации конденсата и фракционирования (рис. 2). При использовании технологических процессов со смешанными хладагентами (СХА) их компоненты должны быть импортированы на завод. Практически полное отсутствие сероводорода в угольном газе значительно облегчает процесс удаления кислых компонентов, который в итоге сводится к очистке от углекислого газа. С другой стороны из-за большого содержания влаги в поступающем газе установка осушки должна быть более производительной.

Содержание влаги в природном газе, направляемом на сжижение, должно составлять менее 1 объемной части на 1 млн объемных частей газа (1 ppmv). Такая степень осушки может быть обеспечена адсорбцией на молекулярных ситах. Обычно в качестве адсорбента применяется цеолит марки 4А. В настоящее время заводы СПГ используют установки осушки, содержащие, как правило, три

параллельно включенных адсорбера, работающих в циклическом режиме, два из которых работают на осушку природного газа, а третий – на регенерацию адсорбента. Повышенное влагосодержание в МУО может потребовать строительства установки осушки, включающей четыре и более адсорбера.

Технологический процесс сжижения угольного метана должен быть выбран после тщательных технико-экономических расчетов.

В МУО отсутствуют компоненты смешанных хладагентов, широко используемых в мировой индустрии СПГ, а также применяющихся в каскадных процессах. При выборе каскадного сжижения или технологии на основе СХА необходимо предусмотреть импорт углеводородов как для начальной загрузки холодильных циклов, так и для пополнения хладагентов, общее количество которых уменьшается вследствие утечек через уплотнения компрессоров.

Если исключить импорт углеводородов C₂+, надо искать хладагенты в самом угольном метане. Исходя из его состава, в качестве хладагентов процесса ожижения могут быть использованы азот или азотно-метановая смесь.

Технологические процессы сжижения природного газа на основе азотных холодильных циклов широко используются в средне- и малотоннажном производстве СПГ. В первую очередь это азотный холодильный цикл с двумя детандерами, получивший широкое распространение вследствие своей простоты, безопасности и эффективности (рис. 3). В отличие от менее эффективного азотного цикла с одним детандером процесс с двумя детандерами характеризуется повышенной термодинамической эффективностью за счет применения второго

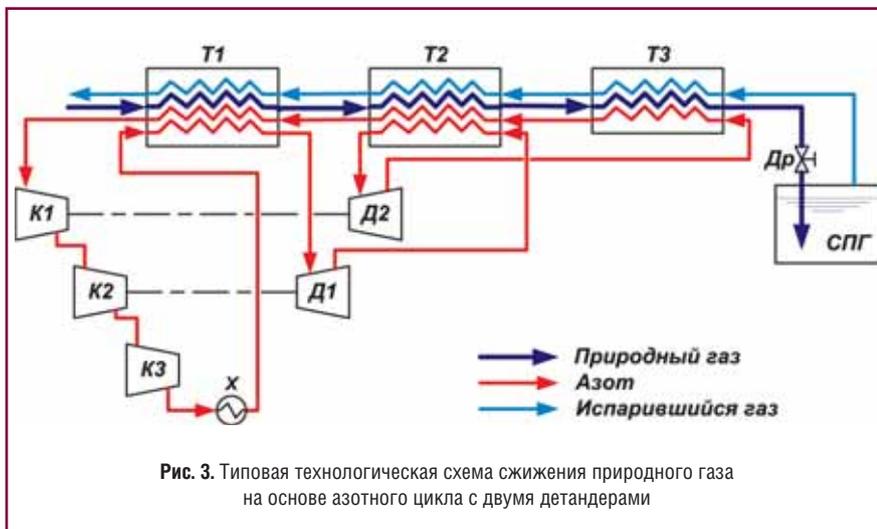
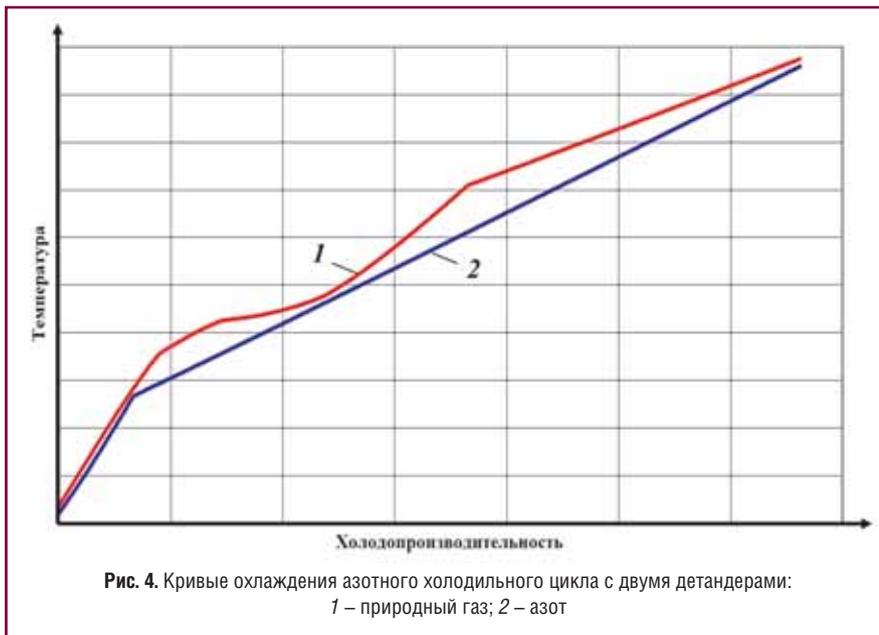


Рис. 3. Типовая технологическая схема сжижения природного газа на основе азотного цикла с двумя детандерами



детандера на более низком температурном уровне и, вследствие этого, за счет уменьшения разности температур в процессе переохлаждения СПГ (рис. 4) [11].

Кроме того, азотный холодильный цикл обладает такими преиму-

ществами, как быстрый запуск и остановка, малое количество оборудования, простота схемы, обеспечение безопасности в отсутствие углеводородных хладагентов. Азотный цикл дешевле цикла на смешанном хладагенте, а более низкая его

эффективность по сравнению с холодильным циклом на СХА компенсируется более простой технологией.

Технологическое оборудование азотно-детандерного процесса сжижения поддается модульному конструированию и изготовлению благодаря компактным размерам и относительно небольшому числу его элементов.

При наличии в сырьевом газе повышенного содержания азота для удовлетворения спецификаций товарного СПГ может потребоваться установка удаления азота, который может быть выделен из готового СПГ разделением в ректификационной колонне [12].

Добыча природного газа из угольных пластов должна привести к сокращению выбросов метана в атмосферу, но что гораздо важнее – будет способствовать повышению безопасности труда на угольных шахтах [13].

Литература

1. **Houghton, D., Limam, M., Thompson, S.** Unconventional gas: good and bad news for global LNG. Proceedings of International Conference LNG-16, Oran, Algeria. 2010.
2. What role does liquefied natural gas (LNG) play as an energy source for the United States? Independent Statistics & Analysis U.S. Energy Information Administration (EIA). http://www.eia.gov/energy_in_brief/liquefied_natural_gas_lng.cfm.
3. Natural Gas. Independent Statistics & Analysis U.S. Energy Information Administration. <http://www.eia.gov/naturalgas/data.cfm>.
4. Feasibility Study of Coal Bed Methane Production in China Energy and Environment Programme. (Europe-Aid/120723/D/SV/CN). Beijing : China University of Petroleum, March, 2008.
5. International Energy Statistics. Independent Statistics & Analysis U.S. EIA. <http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=1&pid=7&aid=6&cid=AS,CH,ID,PL,RS,US,&syid=2008&eyid=2008&unit=MST>.
6. **Harris, F., Pearson, A., McManus, A., Law, G.** An unconventional future for LNG supply? Proceedings of International Conference LNG-16, Oran, Algeria. 2010.
7. **Уилкинсон Р.** Угольный метан Восточной Австралии усилит газовый потенциал страны // Oil&Gas Journal Russia. – 2011. – № 6 (50). – С. 52-58.
8. **Unsworth, N.J.** LNG from CSG-challenges and opportunities. Proceedings of International Conference LNG-16, Oran, Algeria. 2010.
9. **Coile, D., de la Vega, F.F., Durr, C.** Natural gas specification: challenges in the LNG industry. Proceedings of International Conference LNG-15, Barcelona, Spain. 2007.
10. Проект «Метан кузбасса» // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 2 (14). – С. 3.
11. **Finn, A.J.** Are floating LNG facilities viable options? // Hydrocarbon Processing. – 2009. – № 7. – P. 31-38.
12. **Gao, T., Lin, W., Gu, A.** CBM liquefaction process integrated with distillation separation of nitrogen. Proceedings of International Conference LNG-16, Oran, Algeria. 2010.
13. **Сикора П., Александре Дж., Скотт А.Р.** Метан в угольных отложениях: метанугольное месторождение открывает свои секреты // Наука и техника в газовой промышленности. – 2009. – № 3 (39). – С. 84-88.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Транспорт на альтернативном топливе» в 2011 г.

№ 1 (19)

1. Научно-технический совет ОАО «Газпром» в Екатеринбурге
2. **Пронин Е.Н., Матич Д., Лахе М.** Автомобильный метан прорвался на мировой рынок
3. Статистика мирового газомоторного рынка по состоянию на декабрь 2010 г.
4. Новости из-за рубежа
5. «Автокомплекс-2010»: деловой настрой и оптимизм
6. **Гайворонский А.И., Савенков А.М., Марков В.А.** Газодизель, работающий на природном газе с запальной дозой ДМЭ
7. **Теремякин П.Г.** Определение циклового наполнения воздухом цилиндров газового двигателя
8. **Кисленко Н.А., Ушаков М.А., Ширяев М.В.** Региональная многофакторная модель прогноза спроса на КПП в Калининградской области
9. **Ткаченко И.Г.** «Газпром трансгаз Ставрополь»: опыт использования КПП
10. **Малёнкина И.Ф., Тимофеев В.В., Коклин И.М.** Техничко-экономическое обоснование создания испытательного полигона для сельскохозяйственной техники, работающей на природном газе
11. **Мкртычан Я.С.** Пути дальнейшего расширения использования природного газа в качестве моторного топлива
12. **Ким А.А., Коротков М.В.** ОАО «Газпром газэнергосеть»: стратегия развития региональных газомоторных рынков
13. **Титов В.Н., Соколов А.В.** Мобильные комплексы для дегазации вагонов-цистерн, перевозящих СУГ
14. **Ерохов В.И., Ревонченков А.М.** Эффективность применения газового конденсата в дизельных двигателях
15. Поздравляем с юбилеем!
16. **Валеев Д.Х., Гатауллин Н.А., Малюга А.Г., Фурзиков В.В.** Влияние конструктивных факторов на образование вредных веществ в газовом двигателе КАМАЗ
17. **Кавтарадзе Р.З.** Влияние вида газообразного топлива на экологические показатели дизеля, конвертированного в двухтопливный двигатель
18. **Шишков В.А.** Калибровка электронной системы управления двигателем с искровым зажиганием, работающим на газовом топливе
19. **Ковалев И.Е., Маврицкий В.И., Зайцев В.П.** Внедрение газотопливной технологии в авиацию
20. **Ямпольская О.И.** Комплексы для периодического освидетельствования баллонов для сжиженного газа
21. Авторы статей в журнале № 1 (19) 2011 г.

№ 2 (20)

1. Итоги XXI сессии Рабочей группы по газу ЕЭК ООН
2. Поздравляем с юбилеем
3. **Николаенко А.В.** МГТУ «МАМИ» смотрит в будущее
4. **Ерохов В.И., Николаенко А.В.** Применение электрического привода наземного транспортного средства
5. **Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Филонов А.И., Куликов И.А., Благушко Я.В., Маликов О.В.** Работы МГТУ «МАМИ» в области автомобилей с гибридными силовыми установками
6. Новости из-за рубежа
7. **Марков В.А., Стремляков А.В., Акимов В.С., Шумовский В.А.** Метод улучшения качества распыливания топлива в дизеле, работающем на смеси с биотопливе
8. **Санчес Л.В.А., Патрахальцев Н.Н., Корнев Б.А., Мельник И.С.** Экспериментальное определение цетановых чисел смесевых и эмульгированных дизельных топлив
9. **Гусаков С.В., Афанасьева И.В., Мурад Х.** Анализ возможности применения топлив с низкой удельной теплотой сгорания в ДВС
10. **Карагусов В.И.** Магнитокалорические двигатели внешнего сгорания на речных судах
11. **Широква Г.С., Елистратов М.В.** Комплексная очистка природного газа для получения СПГ
12. **Девянин С.Н., Марков В.А., Быковская Л.И., Маркова В.В.** Использование рапсового масла в топливах для дизелей
13. **Селюков В.Н., Матанцев В.А.** Комплексная схема производства биодизельного топлива
14. **Разносчиков В.В., Яновская М.Л.** Оценка эффективности применения синтетических жидких топлив на транспортных самолетах
15. Рязань: перспективы применения природного газа на транспорте
16. **Теремякин П.Г.** Основные факторы, влияющие на стоимость владения газобаллонным автомобилем с подчиненной системой управления
17. Высокопроизводительные насосные агрегаты серии NZ фирмы FAS (Германия)
18. **Гнедова Л.А., Гриценко К.А., Лапушкин Н.А., Перетряхина В.Б., Федотов И.В.** Нормирование влагосодержания КПП с учетом региональных климатических условий
19. **Мкртычан Я.С.** Междугородная газонаполнительная компрессорная станция и система заправки транспортных средств КПП

20. **Шишков В.А.** Калибровка электронной системы управления двигателем с искровым зажиганием, работающим на газовом топливе
21. **Федорова Е.Б.** Становление мировой индустрии СПГ
22. Авторы статей в журнале № 2 (20) 2011 г.

№ 3 (21)

1. Белоруссия: Восстановим сотрудничество!
2. **Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С.** Оценка показателей природного газа как моторного топлива в полном жизненном цикле
3. **Фомин В.М., Хакимов Р.Р., Шевченко Д.В.** Водород как химический реагент в кинетическом механизме образования углерода в дизеле
4. **Хачиян А.С., Кузнецов В.Е., Шишлов И.Г., Вакуленко А.В., Карпов Д.М.** Гидроприводная форсунка для газодизеля с внутренним смесеобразованием
5. **Цуладзе М.А.** Альтернативное моторное топливо – что в перспективе?
6. **Алексеева О.К., Козлов С.И., Фатеев В.Н.** Транспортировка водорода
7. **Марков В.А., Девянин С.Н., Нагорнов С.А., Акимов В.С.** Биодизельные топлива из различных сырьевых ресурсов
8. **Лозовецкий В.В., Шадрин А.А., Маркова Ю.А., Статкевич И.В.** Производство альтернативных видов топлива из растительных отходов
9. **Карагусов В.И.** Комбинированная магнитокалорическая силовая установка на речных судах
10. **Добрынин В.В., Измestьев А.С., Шипков Р.Ю.** Использование КПП в Республике Саха (Якутия)
11. **Бакиев Т.А.** Развитие газомоторного рынка в Республике Башкортостан
12. **Загородских Б.П., Коцарь Ю.А., Володин В.В., Нигматулин И.Д., Коростышевский И.М.** Устойчивость трактора РТМ-160 при работе в газодизельном цикле
13. Новости из-за рубежа
14. **Ерохов В.И., Николаенко А.В.** Экономическая эффективность применения электропривода наземного транспортного средства
15. **Чмыхалова С.В.** Ресурсно-экологическая оценка автомобильного транспорта крупных городов
16. **Шишков В.А.** Расчет элементов системы газовой подачи для ДВС с искровым зажиганием
17. **Цаплин А.И., Бочкарев С.В.** Моделирование теплообмена при подаче СПГ в двигатель

18. **Федорова Е.Б.** Развитие технологий крупнотоннажного производства СПГ
19. СССР: Газовые автомобили в Великой Отечественной войне
20. Международная газовая выставка Gas Show 2011 года в Варшаве
21. Авторы статей в журнале № 3 (21) 2011 г.

№ 4 (22)

1. Природный газ – реальная альтернатива (интервью с Е.Н. Прониным)
2. Пражский форум ЕДК
3. Дневник автопробега «Голубой коридор 2011 – Запад»
4. Газ для олимпийского Сочи
5. Ежегодное собрание НП НГА
6. Газпром продолжит работу по развитию использования газомоторного топлива в России
7. **Гнедова Л.А., Гриценко К.А., Лапушкин Н.А., Перетряхина В.Б., Федотов И.В.** Нормативное обеспечение применения газомоторного топлива на основе метана на автотранспорте
8. **Недлин М.С., Вольнов Ю.Н., Гордеева Р.П.** Безопасность АГЗС: инженерные решения или административные барьеры?
9. **Булычева З.Ю.** Содержание загрязняющих веществ в пассажирских помещениях и кабинах АТС
10. **Московкин В.В.** Счетчики вместо норм
11. **Жернов Л.А.** Резервное электроснабжение: проблемы и методы решения
12. **Фомин В.М., Платунов А.С.** Водород как химический реагент для совершенствования показателей работы автомобильного двигателя с НВБ
13. **Янченко В.С.** Моделирование обобщенного термодинамического цикла тепловых двигателей
14. **Блянкинштейн И.М., Асхабов А.М.** Методические аспекты реализации виртуального метода измерения дымности ОГ дизелей
15. **Карагусов В.И., Мальцев П.С.** Бортовой термоакустический кондиционер на природном газе
16. **Семенов В.Г.** Определение цетанового числа и теплоты сгорания биодизельного топлива
17. **Лиханов В.А., Чупраков А.И., Зонов А.В., Шаромов И.М.** Влияние применения этанола-топливной эмульсии на эффективные показатели дизеля 4С 11,0/12,5
18. **Зайцев В.П., Маврицкий В.И., Постоев С.К.** Российские инновации на выставке HelixRussia 2011
19. **Щапенко Н.С., Пуртов П.А., Аджиев А.Ю.** Оценка возможности производства АСКТ из нефтяного и природного газа
20. Поздравляем с юбилеем!
21. **Шмелев Е.Н.** Экология и энергетическая эффективность автотранспортных средств
22. **Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р., Полевщиков А.С., Долгих М.А., Верстаков С.А.**

Улучшение экологических показателей дизеля 2С 10,5/12,0 при работе на этаноле

23. **Александров И.К., Раков В.А., Щербакова А.А.** Перспективы развития транспортных средств с электроприводом
24. **Батыршин Р.Р.** Расширение использования автотехники на природном газе
25. КАМАЗ: масштабная презентация газобаллонных автомобилей
26. Совещание в Минтрансе Свердловской области
27. **Кириллов Н.Г., Лазарев А.Н.** Патентные исследования в области создания стационарных хранилищ СПГ для транспортных средств России
28. Авторы статей в журнале № 4 (22) 2011 г.

№ 5 (23)

1. Автопробег «Голубой коридор – 2011 Урал – Центр»
2. Чешская Республика: Опыт друзей
3. **Марков В.А., Девянин С.Н.** Кукурузное масло как противодымная присадка к нефтяным топливам
4. Самарский авиационно-космический форум
5. **Маврицкий В.И., Косушкин К.Г., Зайцев В.П.** Влияние вида топлива на летно-технические характеристики вертолетов семейства Ми-8
6. **Разносчиков В.В., Демская И.А.** Методика формирования оптимального состава АСКТ
7. **Григорьев Д.Н., Заручейский А.В.** Опытная эксплуатация газотепловозов на Московской железной дороге
8. **Шишков В.А.** Пропуски воспламенения в ДВС с искровым зажиганием с ЭСУД при работе на газовом топливе
9. **Мандрик С.И.** Новые возможности системы автоматического управления «СКАТ»
10. **Кириллов Н.Г., Лазарев А.Н., Яковлев А.В.** Исследования модели подземного хранилища заправочной станции СПГ
11. Газпром – КАМАЗ: стратегические направления сотрудничества
12. Автомобильный метан на выставке Иннопром – 2011
13. **Сазонов С.Л.** Планы руководства КНР по созданию нового поколения автомобилей на альтернативных источниках энергии
14. **Фомин В.М., Шевченко Д.В.** Повышение эффективности использования энергии альтернативного топлива
15. **Гнедова Л.А., Гриценко К.А., Лапушкин Н.А., Перетряхина В.Б., Федотов И.В.** Проблемы оценки детонационной стойкости КПП
16. **Григорьев С.А., Коробцев С.В.** Электрохимические водородные компрессоры/концентраторы на основе твердополимерного электролита

17. **Рудаков В.Ю.** Установка для исследования рабочих процессов газовых двигателей оптическим методом
18. **Айрбабамян С.А., Калабухов Г.И.** Противодавление в глушителях шума выпуска автомобилей
19. **Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З.** Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях (часть 1)
20. **Клементьев А.С.** История применения газового топлива в транспортных машинах
21. Авторы статей в журнале № 5 (23) 2011 г.

№ 6 (24)

1. Итоги газового марафона
2. **Газарян Р.А.** 9-я Международная газовая выставка GasSUF–2011
3. Конференция «Газ в моторах – 2011»
4. Метан – моторное топливо № 1 в мире!
5. Мировой рынок: наступила эпоха метана
6. Португалия: Итоги заседания Рабочего комитета 5
7. **Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З.** Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях (часть 2)
8. **Ерохов В.И.** Проектирование и расчет расходомера воздуха электронных систем впрыскивания топлива
9. **Лукшо В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С., Демидов А.А.** Исследования показателей двигателя с искровым зажиганием при работе на газовых топливах
10. **Тонконог В.Г.** Система подачи криогенного топлива в энергоустановку и его газификация
11. **Зенченко В.А., Фролов Ю.Н., Панов Ю.В., Ширяев А.В.** Формирование гибких технологий диагностики и ремонта системы питания ГБА
12. **Певнев Н.Г., Раенбагина Э.Р., Гурдин В.И.** Предотвращение ущерба окружающей среде от несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов
13. **Фомин В.М., Шевченко Д.В.** Биоэнергетика транспорта
14. **Александров И.К., Раков В.А.** Новый высокоэффективный вид источника энергии для электромобилей
15. **Савицкий А.И., Петров П.П., Савенков А.М., Петров С.П.** Выбор гибридной силовой установки мобильных транспортных средств
16. **Цаплин А.И., Бочкарев С.В.** Оценка энергозатрат при подаче СПГ в двигатель
17. **Федорова Е.Б., Хайдина М.П.** Производство СПГ из метана угольных отложений
18. Перечень статей, опубликованных в журнале «Транспорт на альтернативном топливе» в 2011 г.
19. Авторы статей в журнале № 6 (24) 2011 г.

Авторы статей в журнале № 6 (24) 2011 г.**Александров Игорь Константинович,**

д.т.н., ГОУ ВПО Вологодский государственный технический университет, профессор, зав. каф. БЖД и ПЭ, Вологда, 3 Интернационала, д.5-80, инд. 160009, 8-921-714-91-40, alex@mh.vstu.edu.ru

Бочкарев Сергей Васильевич,

д.т.н., профессор Пермского ГТУ, тел./факс (342) 2391200 bochkarev@msa.pstu.ru

Газарян Раиса Альбертовна,

директор выставки MVK – Международная выставочная компания в составе группы компаний ITE, р.т. (495) 935 81 00 доб. 6243, м.т. 8 (926) 240 88 33, факс (495) 935 81 01, e-mail: gazaryan@mvk.ru

Гурдин Виктор Иванович,

профессор Сибирской автомобильно-дорожной академии (СибАДИ), д.т.н., м.т. 8 913 640-21-70

Демидов Алексей Андреевич,

инженер-исследователь ФГУП «НАМИ», р.т. 456-31-97

Ерохов Виктор Иванович,

профессор МГТУ «МАМИ», д.т.н., адрес: 107023, г. Москва, ул. Большая Семёновская, д. 38, р.т. 8 (499) 785-62-05, м.т. 8 916-150-17-87, e-mail: PDO@mami.ru

Зенченко Валерий Александрович,

профессор МАДИ, к.т.н., р. т. (499) 155-03-19, м. т. (903) 611-26-62, e-mail: zvaeats@yandex.ru

Кавтарадзе Зураб Ревазович,

научный сотрудник НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, к.т.н., р. т. (499) 265-78-92

Кавтарадзе Реваз Зурабович,

профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н., м. т. 8 910 469-00-12, р. т. (499) 265-78-92, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru

Козлов Андрей Викторович,

главный научный сотрудник ФГУП «НАМИ», д.т.н., р.т. (495) 454-01-91

Лукшо Владислав Анатольевич,

заведующий отделом ФГУП НАМИ, и.о. директора ЗАО «Автосистема», к.т.н., р.т. 454-45-51, 8 985 766-83-02

Панов Юрий Владимирович,

профессор МАДИ, к.т.н., м.т. 8 916-149-60-11, e-mail: panovyur@mail.ru

Певнев Николай Гаврилович,

зав. кафедрой, профессор Сибирской автомобильно-дорожной академии (СибАДИ), д.т.н., 8 (3812) 65-15-54, м.т. 8 913-970-47-79

Петров Петр Петрович,

главный инженер НПФ «ЭКИП», к.т.н., р.т. 660-02-92, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Петров Сергей Петрович,

ведущий специалист НПФ «ЭКИП», р.т. 660-02-92, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Пронин Евгений Николаевич,

заместитель начальника Управления – начальник отдела использования газа в качестве моторного топлива ОАО «Газпром»; руководитель исследовательской группы 5.3 Международного газового союза, исполнительный директор НГА, ул. Наметкина, д. 16, Москва, В-420, ГСП-7, р. т. 719-14-81, e-mail: E.Pronin@adm.gazprom.ru

Раенбагина Эльмира Рашидовна,

аспирантка Сибирской автомобильно-дорожной академии (СибАДИ), м.т. 8 909 537 62 32

Раков Вячеслав Александрович,

соискатель ученой степени канд. техн. наук ГОУ ВПО Вологодский государственный технический университет, ассистент, инженер, Вологда, Пугачёва, 87а-27, инд. 160024, м.т. 8 911 502-15-86, e-mail: rakov_slava@mail.ru

Савенков Анатолий Митрофанович,

зам. главного конструктора НПФ «ЭКИП», р.т. 660-02-92, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Савицкий Анатолий Иванович,

генеральный директор НПФ «ЭКИП», к.т.н., р.т. 660-02-91, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Теренченко Алексей Станиславович,

заведующий лабораторией ФГУП «НАМИ», к.т.н., р.т. (495) 454-01-91

Тонконог Владимир Григорьевич,

доцент Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева – КАИ» (КНИТУ–КАИ), каф. теоретических основ теплотехники, к.т.н., 420111, Казань, ул. К. Маркса, д. 10, КНИТУ–КАИ, каф. ТОТ, р.т. (843) 231-01-56, т./ф. (843) 238-55-50; м.т. 8 917 908-48-59, e-mail: tonkonogvg@yandex.ru; tonkonog@bk.ru

Федорова Елена Борисовна,

доцент РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, к.т.н., р.т. (499) 135-72-60, м.т.: 8-985-155-00-18

Фомин Валерий Михайлович,

профессор Российского университета дружбы народов (РУДН), д.т.н., р.т. (495) 434-02-12, м.т. 8 915 211-44-15

Фролов Юрий Николаевич,

профессор МАДИ, к.т.н., р. т. (499) 155-03-19, e-mail: frolovun@yandex.ru

Хайдина Мария Павловна,

доцент РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, к.т.н., м.т. 8 916 541-78-21

Цаплин Алексей Иванович,

д.т.н., декан факультета Пермского ГТУ, профессор, тел.: (342) 2198212, e-mail: tai@pstu.ru

Шевченко Денис Владимирович,

аспирант Российского университета дружбы народов (РУДН), м.т. 8 926 561-25-40

Ширяев Андрей Васильевич,

инженер МАДИ, м. т. (926) 552-26-83, e-mail: victoryinfo@yandex.ru

Contributors to journal issue No. 6 (24) 2011

Alexandrov Igor K.,

PhD. Tekhn. Sciences, professor of Technical University (Vologda),
phone: + 7 921-714-91-40, e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Bochkarev Sergey V.,

Dr. Sci. Tech., professor of Perm State Technical University,
t/f + 7 (342) 2391200, e-mail: bochkarev@msa.pstu.ru

Demidov Alexey A.,

research engineer of NAMI,
office phone: + 7 (495) 456-31-97

Erokhov Viktor I.,

the professor of the Moscow state technical
university (MAMI), Dr.Sci.Tech.,
the Honored worker of a science of the Russian Federation,
e-mail: PDO@mami.ru

Fedorova Elena B.,

senior lecturer of Gubkin Russian State University
of Oil and Gas, Cand. Tech. Sci.,
office phone: + 7 (499) 135-72-60, m.t.: + 7 985-155-00-18

Fomin Valery M.,

Dr. Sci. Tech., Professor of Peoples' Friendship
University of Russia (PFUR),
office phone: + 7 (495) 369-90-48, m.t.: + 7 915 211-44-15

Frolov Yuriy N.,

Professor of Moscow State Automobile & Road Technical University
Candidate of Science, office phone + 7 (499) 155-03-19,
e-mail: frolovun@yandex.ru

Gazaryan Raisa A.,

Director of MVK Part of the ITE Group International Exhibition Company,
office phone + 7 (495) 935 81 00 (6243),
mobile phone + 7 (926) 240 88 33,
fax +7 (495) 935 81 01, e-mail: gazaryan@mvk.ru

Gurdin Viktor I.,

PhD, Engng, professor of Siberian automobile and Highway academy,
m. phone: 8 913 640-21-70

Kavtaradze Revaz,

Professor of N.E. Bauman's MG TU, Doctor of Engineering,
mobile phone: 8 910 469-00-12, office phone: (499) 265-78-92,
e-mail: kavtaradzerz@mail.ru

Kavtaradze Zurab,

Research fellow of NIEM of N.E. Bauman's MG TU, Candidate of Science,
office phone: (499) 265-78-92

Khaydina Mariya P.,

senior lecturer of Gubkin Russian State University of Oil and Gas, Cand.
Tech. Sci.,
mobile phone + 7 916 541-78-21

Kozlov Andrey B.,

Dr. Sci. Tech., Chief Scientist of NAMI,
office phone: + 7 (495) 454-01-91

Luksho Vladislav A.,

Head of the Division, NAMI, Acting Director, Avtosistema Ltd., cand. sc.,
technical sciences,
+ 7 (495) 454-45-51

Panov Yuriy V.,

cand. sc., professor MADI,
mobile phone: + 916-149-60-11, e-mail: panovyur@mail.ru

Petrov Peter P.,

Chief Engineer of NPF «EKIP», Ph.D.,
office phone + 7 660-02-92,
e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Petrov Sergey P.,

Leading Specialist of NPF «EKIP»,
office phone + 7 660-02-92, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Pevnev Nikolay G.,

PhD, Engng, professor, head of the chair Siberian automobile and Highway
academy, Omsk, phone: + 7 913 970-47-79

Pronin Evgeny N.,

Deputy Head of Directorate, JSC Gazprom,
office phone: 7 (495) 719-14-81, e-mail: E.Pronin@adm.gazprom.ru

Raenbagina Elmira R.,

Siberian automobile and Highway academy,
phone: 8 909 537 62 32

Rakov Vyatcheslav A.,

engineer of Technical University (Vologda),
phone: +7 911 502-15-86, e-mail: rakov_slava@mail.ru

Savenkov Anatoly M.,

deputy Chief Designer of NPF «EKIP»,
office phone + 7 660-02-92, e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Savitsky Anatoly I.,

Director General of NPF «EKIP», Ph.D.,
office phone + 7 660-02-91,
e-mail: ekip-moscow@mtu-net.ru

Shevchenko Denis V.,

graduate of Peoples' Friendship University of Russia (PFUR),
m.t. + 7 926 561-25-40

Shiryayev Andrey V.,

an engineer of MADI, mob. Phone + 7 (926) 552-26-83,
e-mail: victoryinfo@yandex.ru

Terenchenko Aleksey S.,

PhD, Engng, Head of Laboratory NAMI,
office phone: + 7 (495) 454-01-91

Tonkonog Vladimir G.,

associate professor of the Kazan National
Research Technical University. A.N. Tupolev,
office phone: + 7 (843) 231-01-56, 238-55-50; m.t. + 7 917 908-48-59,
e-mail: tonkonogvg@yandex.ru; tonkonog@bk.ru

Tsaplin Aleksey I.,

Dr. Sci. Tech., professor, dean of the Perm State Technical University
office phone: + 7 (342) 2198212, tai@pstu.ru

Zenchenko Valeriy A.,

Professor of Moscow State Automobile & Road Technical University,
Candidate of Science,
office phone + 7 (499) 155-03-19, mobile phone + 7 (903) 611-26-62,
e-mail: zvaeats@yandex.ru

Подписка – 2012

Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе»

Россия, 115304, Москва, ул. Луганская, д. 11.

Тел.: 321-50-44, 321-6281, e-mail: transport.1@ngvrus.ru, transport.2@ngvrus.ru • www.ngvrus.ru

Уважаемые читатели!
Продолжается подписка на 2012 г.

Подписчики	Годовая, 6 номеров	I полугодие, 3 номера
Россия	3630 руб. (включая 10 % НДС)	1815 руб. (включая 10 % НДС)
Страны СНГ	3630 руб. (включая 10 % НДС)	1815 руб. (включая 10 % НДС)
Страны дальнего зарубежья	190 евро / 250 долл.	120 евро / 170 долл.

Отдельные экземпляры журнала (550 руб. + 10% НДС = 605 руб.) можно приобрести в редакции.

Электронная версия журнала за 2011 г. (формат PDF, 6 номеров):

– для РФ и стран СНГ – 1700 руб., включая НДС 18 %.

– для стран дальнего зарубежья – 100 евро / 140 долл. США.

Годовую подписку на 2010 г. (шесть номеров) можно оформить по факсу, электронной почте или непосредственно в редакции; также через агентства «Роспечать» (подписной индекс **72149**), «Межрегиональное агентство подписки» (Каталог Российская пресса – Почта России, подписной индекс **12718**).

Стоимость размещения рекламных полноцветных материалов в журнале:

В текстовом блоке	В рублях	В долларах США	В евро
1 страница (210×290 мм)	20 тыс. + 18 % НДС	850	625
½ страницы (125×176 мм)	12 тыс. + 18 % НДС	500	350
¼ страницы (70×176 мм)	7 тыс. + 18 % НДС	290	200
Презентация (1 стр.)	10 тыс. + 18 % НДС	300	170
Юбилейный раздел (1 стр.)	1,5 тыс. + 18 % НДС	–	–
На обложке			
1-я страница (150×210 мм)	20 тыс. + 18 % НДС	850	625
2-я или 3-я страницы (290×210 мм)	25 тыс. + 18 % НДС	1350	1000
4-я страница (290×210 мм)	30 тыс. + 18 % НДС	1450	1100

Технические требования к рекламным модулям:

Макет должен быть представлен в электронном виде: форматы eps, tiff, jpeg, pdf.

Требуемые разрешения: полноцветные и монохромные материалы не менее 300 dpi.