



ТРАНСПОРТ

НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ № 2 (26) 2012
ЖУРНАЛ ВКЛЮЧЕН В ПЕРЕЧЕНЬ ВАК

НАЦИОНАЛЬНАЯ ГАЗОМОТОРНАЯ АССОЦИАЦИЯ



АФФИЛИРОВАНА
С МЕЖДУНАРОДНЫМ ГАЗОВЫМ
СОЮЗОМ



Газомоторный форум в Праге

Природный газ на водном транспорте

Водородная энергетика для автомобильных технологий

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. Игнатъева
заместитель главного редактора
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, д.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. Ставицко
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. Лужанская, 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 10.03.2012 г.
Подписано в печать 25.03.2012 г.
Формат 60х90 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: АГЭС «Пропан»
ОАО «Газпром газэнергосеть»**

В НОМЕРЕ:

Пять лет на службе у отрасли	3
Е.Н. Пронин Газомоторная неделя в Праге	6
Развитие альтернативных видов топлива и энергии на Украине	7
С.В. Гусаков Алгоритм получения закономерностей сгорания альтернативных топлив путем обработки индикаторных диаграмм поршневых ДВС	8
В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, А.С. Полевщиков, М.А. Долгих, С.А. Верстаков Показатели процессов сгорания и тепловыделения в дизеле при работе на этаноле.....	15
Б.П. Загородских, В.В. Володин, Е.В. Бебенин Стендовые испытания системы эжекционной подачи газообразного топлива в дизелях.....	17
И.К. Александров Грузовой железнодорожный поезд модульного типа	19
В 2011 году «Волгабас» на четверть увеличил выпуск автобусов	25
Л.А. Гнедова, К.А. Гриценко, Н.А. Лапушкин, В.Б. Перетрахина, И.В. Федотов Проблема унификации терминов и определений в области производства и использования газомоторного топлива	26
Е.Н. Пронин, С.А. Порожняков Газ на транспорте – один из ста шагов вперед.....	30
М.А. Цуладзе Электромобили сегодня уже реальность!	32
Л.А. Скрипко Электробус на городском маршруте	33
А.З. Шарипов, С.В. Гусаков, В.Ф. Каменев Снижение вредных выбросов городского автомобиля с бензиновым двигателем.....	36
С.В. Чмыхалова Ресурсно-экологическая оценка автомобильного транспорта на горнодобывающих предприятиях.....	40
В.И. Карагусов, Н.И. Ланьков, И.В. Маянков Магнитокалорический кондиционер на природном газе для речных судов.....	44
Е.Н. Пронин Перспективы СПГ на транспорте	47
С.П. Горбачев, И.С. Медведков Влияние высококипящих компонентов при производстве СПГ на ГРС	48
В.М. Фомин, Д.В. Шевченко Водородная энергетика и современный транспорт.....	56
Р.З. Кавтарадзе Рабочие процессы водородного дизеля и улучшение его экологических показателей	61
А.А. Гатиятов, Д.Л. Ожегов Новосибирская область закупила грузовики, работающие на метане	65
Газовые КАМАЗы. Итоги года.....	66
Крупная отгрузка метановых тягачей КАМАЗ на Украину	67
Гость из Армении	67
С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, В.А. Марков Биогаз – альтернативное топливо для дизелей	68
Г.С. Савельев, Д.В. Дегтярев Технико-экономические показатели газодизельных и газодизельных двигателей, работающих на КПГ.....	74
Международная газовая выставка Gas Show 2012 в Варшаве	76
Авторы статей в журнале № 2 (26) 2012 г.....	78

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

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, Doctor 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:

304 - 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 10.03.2012

Endorsed to be printed on 25.03.2012

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

S.V. Gusakov

Algorithm to obtain the laws of combustion of alternative fuels, by treating the indicator diagrams of internal combustion piston engines 8

V.A. Likhonov, R.R. Devetyarov, A.S. Polevshchikov, M.A. Dolgih, S.A. Verstakov

Change the factors of the combustion process and features of heat realize into diesel when running on ethanol..... 15

B.P. Zagorodsky, V.V. Volodin, E.V. Bebenin

The results of bench tests of ejection supply of gaseous fuels in diesel engines 17

I.K. Aleksandrov

Freight railway train of modular type 19

L.A. Gnedova, K.A. Gritsenko, N.A. Lapushkin, V.B. Peretryakhina, I.V. Fedotov

Problem of unification of terms and definitions in the field of manufacture and use gas fuel..... 26

L.A. Skripko

ElectroBus on the city route..... 33

A.Z. Sharipov, S.V. Gusakov, V.F. Kamenev

Decreasing harmful emissions of the city car with the petrol engine 36

S.V. Chmykhalova

Environmental and ecological assessment of the stripping automobile transport 40

V.I. Karagusov, N.I. Lankov, I.V. Mayankov

Magnetocaloric conditioner on natural gas for river vessels 44

S.P. Gorbachev, I.S. Medvedkov

Effect of high-boiling components in LNG production at GDS 48

V.M. Fomin, D.V. Shevchenko

Hydrogen energetics and modern transport..... 56

R.Z. Kavtaradze

Working process of the hydrogen diesel engine and improvement of its ecological indicators 61

S.N. Devyanin, V.L. Chumakov, V.A. Markov

Biogas as alternative Fuel for Diesel Engines 68

G.S. Savelyev, D.V. Degtyaryov

Technical and economic indicators gazo-diesel and gazo-spark the engines working on natural gas..... 74

Contributors to journal issue No. 2 (26) 2012..... 79



Пять лет на службе у отрасли

В.А. Марков,

член редколлегии журнала «Транспорт на альтернативном топливе»,
профессор кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

В начале 2008 г. вышел в свет первый номер международного научно-технического журнала «Транспорт на альтернативном топливе».



Появление этого журнала, посвященного проблемам получения и использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, явилось значительным событием для специалистов. Это связано с тем, что альтернативные топлива все шире используются в различных энергетических установках – наземного транспорта, судовых, авиационных, стационарных, и возникла настоятельная необходимость в появлении периодического издания, публикующего новейшие материалы по этому направлению развития топливно-энергетического комплекса. Прошло всего пять лет, а без журнала «Транспорт на альтернативном топливе» уже невозможно представить отечественное двигателе- и автомобилестроение. За эти годы в журнале опубликовано более 500 статей и материалов, посвященных актуальным проблемам применения альтернативных топлив на транспорте. Журнал стал ведущим в этой области, включен в перечень изданий, рекомендуемых ВАКом для опубликования диссертационных статей, в состав редколлегии входят авторитетные специалисты отрасли.

Успех журнала в значительной степени обусловлен тем, что учредителем нового периодического издания явилась Национальная газомоторная ассоциация (НГА), объединяющая ведущие предприятия газомоторной отрасли. В то же время публикации журнала не ограничиваются проблемами использования на транспорте только газовых топлив. Несомненным достоинством этого печатного органа является широкий спектр рассматриваемых альтернативных топлив. Кроме природного газа, это газовые конденсаты, пропан-бутановые смеси, жидкие синтетические топлива из различных сырьевых ресурсов, водород, биотоплива, включая биогаз, спирты и эфиры.

В организации и становлении журнала большую роль сыграли исполнительный директор НГА, зам. начальника управления ОАО «Газпром»

Е.Н. Пронин и вице-президент ассоциации В.Л. Стативко, а также первый заместитель главного редактора О.Ю. Бриллиантов. И в настоящее время Е.Н. Пронин, В.Л. Стативко, а также президент НГА, начальник департамента ОАО «Газпром» О.Е. Аксютин и заместитель главного редактора Н.Е. Игнатъева продолжают редакционную политику журнала и определяют направления его дальнейшего развития. Большую помощь в формировании издательской политики оказывают члены редакционной коллегии, ведущие специалисты отрасли, доктора наук Б.В. Будзуляк, В.И. Ерохов, Р.З. Кавтарадзе, С.И. Козлов, Н.Н. Патрахальцев, В.Н. Фатеев. Причем, члены редакционной коллегии – одни из наиболее активных авторов статей, публикуемых на страницах журнала.

Также авторами статей, опубликованных в журнале за прошедшие пять лет, являются известные ученые и специалисты, работающие в ведущих организациях отрасли. На страницах издания широко представлены различные структурные подразделения Газпрома и другие организации этого профиля – ООО «Газпром ВНИИГАЗ», ООО «НИИгазэкономика», ООО «Севморнефтегаз», ООО «Сахаметан», ОАО «Италгазгрупп», ООО «ВИП Газ Тех», ОАО «Газпром газэнергосеть», ОАО «Гипрониогаз», ООО «Интеравиагаз», ОАО «Кировгипрогаз» и др. Опубликованы материалы специалистов подразделений Газпрома, занимающихся добычей и транспортировкой природного газа, – ООО «Газпром добыча Оренбург», ООО «Газэнергосеть Астрахань», ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург», а также других транспортирующих газ региональных организаций Казани, Ставрополя, Томска, Уфы, Чайковского. Значительный интерес вызвали статьи, подготовленные учеными и исследователями ведущих технических вузов страны – МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российского университета дружбы народов, ГТУ «МАДИ», МГТУ «МАМИ», Московского государственного агроинженерного университета им. В.П. Горячкина, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, Московского государственного открытого университета, региональных государственных технических университетов

в Брянске, Ижевске, Омске, Перми, Тамбове и многих других. Следует отметить и статьи авторов из ближнего и дальнего зарубежья – Украины, Австрии, Чехии, Египта, Эквадора.

Использование альтернативных топлив на транспорте позволяет не только обеспечить замещение нефтяных моторных топлив, но и в ряде случаев заметно улучшить экологические показатели транспортных средств. Проблеме снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов ДВС, работающих на альтернативных топливах, посвящены работы МГТУ им. Н.Э. Баумана, РУДН, ГТУ «МАДИ», МГТУ «МАМИ», ООО «Д.В.С.эко», ОАО «Газсертэк», ФГУП «НПП «Дельта».

Наиболее значимым потребителем альтернативных топлив является наземный транспорт. В связи с этим целый ряд статей подготовлен специалистами предприятий, представляющих отечественную автомобильную промышленность, и учебных организаций, готовящих специалистов для отрасли, – ОАО «АВТОВАЗ», ОАО «КАМАЗ», ФГУП «НАМИ», ГТУ «МАДИ», МГТУ «МАМИ», СибАДИ. Проблеме более широкого использования биотоплив и газовых топлив в сельском хозяйстве и на транспорте посвящены публикации авторов из учебных и исследовательских организаций аграрного профиля – Московского государственного агроинженерного университета им. В.П. Горячкина, Саратовского государственного аграрного университета, ГНУ «ВНИИ механизации сельского хозяйства» (ВИМ), Всероссийского научно-исследовательского института использования техники и нефтепродуктов Россельхозакадемии (ГНУ «ВИИТиН», Тамбов). Переводу маневровых и магистральных тепловозов на природный газ, биотопливо, другие альтернативные топлива посвящены статьи авторов из ОАО «ВНИИЖТ».

Проблеме использования альтернативных топлив в авиации и космосе посвящены публикации авторов из Рыбинской государственной авиационной технологической академии, ФГУП «ЦАГИ», ЦИАМ им. П.И. Баранова, Военного инженерно-технического института, ОАО «Интерaviaгаз» (Москва), Самарского государственного аэрокосмического университета.

В этих работах рассматриваются преимущественно газовые топлива, включая водород. Особый интерес вызвали публикации по водородной тематике. Кроме упомянутых организаций, свои материалы по этой тематике представили ООО «Газпром ВНИИГАЗ», ВНИИЖТ, ООО «Газомотор-Р» (Рыбинск). Использование водорода в качестве моторного топлива требует решения ряда наукоемких проблем, поэтому в работах по адаптации транспорта к этому виду топлива приняли участие и многие академические организации – НИЦ «Курчатовский институт», институт водородной энергетики и плазменных технологий, Институт катализа им. Г.К. Борескова СО РАН.

Значительное число опубликованных статей посвящено проблемам эффективного использования на транспорте природного газа. По этой тематике свои материалы представили ООО «Газпром ВНИИГАЗ», ГТУ «МАДИ», МГТУ «МАМИ», МГТУ им. Н.Э. Баумана и многие другие организации. Автомобильные газовые топливные системы газобаллонных автомобилей и их элементы разработаны в ряде отечественных организаций – НПФ «Сага» (Москва), НПФ «ЭКИП» (Москва), ООО «РариТЭК» (Набережные Челны), ЗАО «ПКТБА» (Пензенское конструкторско-технологическое бюро арматуростроения), ЗАО «Комптех» (Екатеринбург), что было отражено в статьях специалистов этих предприятий.

Проблеме повышения эффективности использования альтернативных топлив за счет применения систем автоматического управления, диагностики и защиты посвящены статьи ряда исследовательских организаций – НПП «ЭЛКАР» (Москва), ОАО «ЛЕНПРОМАВТОМАТИКА», ЗАО «Техносенсор» (Санкт-Петербург), ЗАО «Теплоогнезащита» (Сергиев Посад Московской обл.), ООО «Газомотор-Р» (Рыбинск), ООО «РариТЭК» (Набережные Челны), ООО «Рекар» (Самара), ОАО «Промприбор» (Ливны Орловской обл.).

Интересные материалы по истории науки и техники представлены Ижевским государственным техническим университетом, Всероссийским институтом научной и технической информации (ВИНИТИ РАН), Национальной газомоторной ассоциацией.

Кроме научно-технических статей, на страницах журнала публиковалась также полезная информация. Это хроника крупнейших научно-технических и производственных международных и отечественных форумов, репортажи с пробегов на автомобилях, работающих на природном газе, данные о состоянии предприятий и организаций отрасли в России и за рубежом, а также мировая газомоторная статистика.

В опубликованных материалах по различным направлениям использования альтернативных топлив представлены результаты новейших исследований и разработок, которые не только вызывают интерес специалистов, но и используются в промышленности. В частности, можно отметить созданные в ППП «Дизельавтоматика» (Саратов) системы подачи газового топлива, которые уже устанавливаются на тракторах типа К-700. Аналогичная система разработана этим же предприятием и для тепловозного дизеля типа 12ЧН26/26. Подобные примеры можно продолжить.

Материалы, публикуемые в журнале, все чаще используются аспирантами в диссертационных работах и студентами вузов в своих курсовых и дипломных проектах. В первую очередь это относится к таким вузам как МГТУ им. Н.Э. Баумана, РУДН, ГТУ «МАДИ», МГТУ «МАМИ», в которых работают члены редакционной коллегии. Публикации в журнале способствовали защите многих диссертаций. Так, диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук защитил постоянный автор журнала Г.С. Савельев (ВИМ), опубликовавший ряд статей по проблемам использования биотоплив на основе растительных масел. Другие авторы журнала защитили кандидатские диссертации. Только в МГТУ им. Н.Э. Баумана кандидатами наук стали авторы публикаций З.Р. Кавтарадзе, А.Ю. Шустер, А.В. Стремяков.

В заключение хотелось бы пожелать руководству, членам редакционной коллегии и коллективу редакции дальнейшего роста авторитета издания, увеличения числа подписчиков и авторов, а читателям журнала – появления новых интересных материалов и статей по различным направлениям производства и применения уже известных и новых альтернативных источников энергии.

Новые поршневые компрессорные агрегаты для сжиженного газа

Производительность моделей:
12/28/60/100/180/400 м³/ч

- гарантия поставки с проверенным и утвержденным уровнем вибрации, в комплекте с вибрационным паспортом;
- полная FAS-гарантия;
- возможность поставки антивибрационного исполнения;
- низкие сроки и оптимальные цены поставок.

Компании FAS Flüssiggas Anlagen GmbH совместно с ООО «Химгазкомплект» и Corken Inc, Unit of IDEX Corporation заключили кооперационное соглашение о совместной деятельности на территории Российской Федерации в сегменте производства и поставок нефтегазового оборудования

Современные комплексные решения по транспортировке, хранению, учету и продаже сжиженных газов

- насосы • компрессоры • газораздаточные колонки
- запорно-предохранительная арматура • счетные установки
- газогенераторное оборудование • комплексы автоматизации

Представитель фирмы FAS
в Российской Федерации

ХГК
ХИМГАЗКОМПЛЕКТ

узнайте подробнее

- (495) 647 0577 • (812) 332 0527
- compressor@fas.su • www.fas.su



90
ЛИТРОВ
В МИНУТУ

FAS NZ-R10

Самая продаваемая модель 2010 года

Турбинный насос для СУГ с оптимальным соотношением «цена-производительность»

(не менее 90 л/мин при частоте вращения 2880 мин⁻¹ и дифференциальном давлении 0,7 МПа). Электродвигатель производства Германии мощностью 4,1 кВт.

Газомоторная неделя в Праге



Е.Н. Пронин,

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

Последовав опыту российской НГА, Чешская газовая ассоциация организовала в феврале серию международных мероприятий, посвященных проблемам использования природного газа в качестве моторного топлива, среди которых:

- 5-я Международная конференция «Перспективы использования компримированного природного газа на транспорте»;
- заседание Совета директоров Глобальной газомоторной ассоциации (NGV Global), по итогам которого новым членом Совета директоров избран представитель ОАО «Газпром» Е.Н. Пронин;
- сессия Рабочего комитета 5 Международного газового союза (PK 5 МГС).

За пять лет своего существования пражская конференция стала значимым международным мероприятием, привлекающим внимание мирового газомоторного сообщества. В этом

году в ней приняли участие более 150 представителей машиностроительных, газовых, автомобильных и транспортных компаний из Европы, Азии и Америки. Интерес к пражской конференции объясняется следующими причинами:

- динамичным развитием национального газомоторного рынка;
- наличием развитой национальной промышленности, выпускающей газовые автомобили, сосуды высокого давления, криогенную технику, газовую топливную аппаратуру;
- центральным с географической точки зрения положением Чехии в Европе;
- пониманием государственными органами управления необходимости срочного принятия жестких экологических и финансовых мер в сфере бюджетного транспорта.

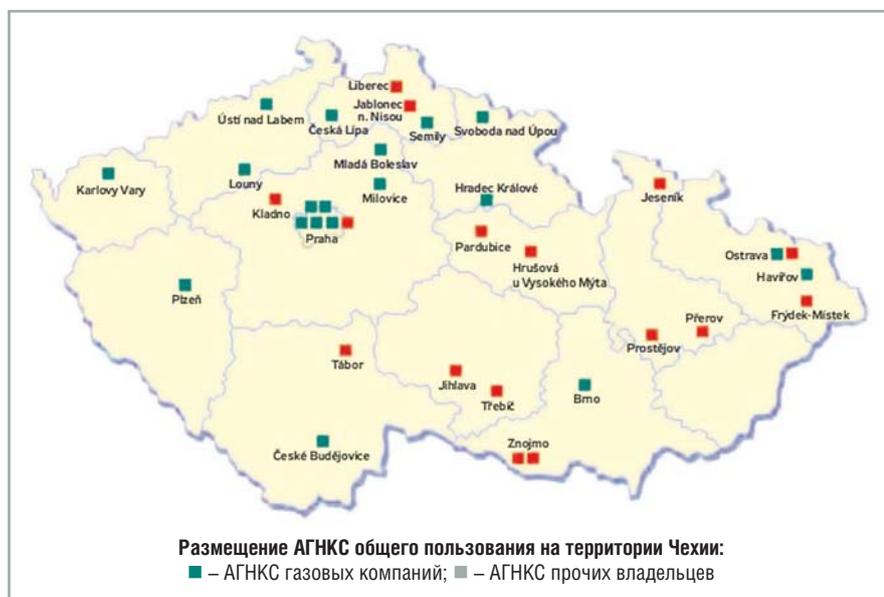
В конференции с докладами приняли участие генеральный секретарь Чешской газовой ассоциации

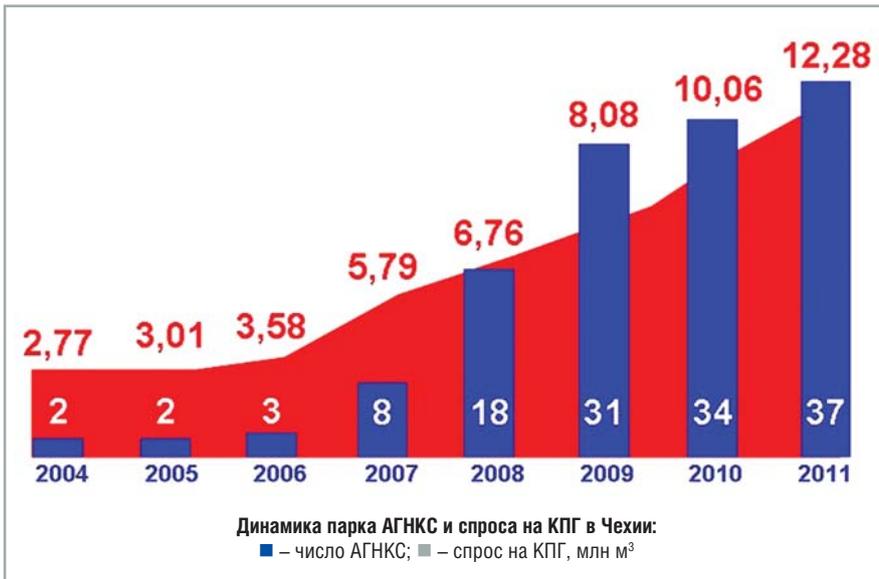
М. Кербдле, президент Конфедерации промышленников Чешской Республики Я. Ханак, председатель координационного совета МГС Хо Сук Ва, генеральный директор Европейской газомоторной ассоциации М. Лахе, исполнительный директор НГА России Е. Пронин, руководитель представительства компании E.ON Ruhrgas в Чешской Республике И. Шимек, председатель PK 5 МГС Т. Куме, представитель компании Volkswagen С. Грейс и др. Участники конференции обсудили следующие основные вопросы:

- развитие голубых коридоров с использованием СПГ;
- интеграцию газовых и бензиновых мощностей в Европе;
- новые формы сотрудничества при строительстве АГНКС;
- развитие национальных газомоторных рынков в Чехии, Болгарии, Германии, Польше;
- опыт использования природного газа в пожарных частях;
- проблемы совместного производства полнокомплектных АГНКС;
- планы компании Volkswagen по производству газовых автомобилей;
- европейскую газомоторную стратегию и законодательство.

К конференции была приурочена сессия PK 5 МГС, в рамках которой состоялось итоговое заседание Исследовательской группы 5.3. Его участники обсудили Итоговый доклад по использованию газа на транспорте за 2009-2012 гг., подготовленный совместно Международным газовым союзом и Европейской экономической комиссией ООН. Вторым основным вопросом для обсуждения стал предварительный план работы Исследовательской группы на 2012-2015 гг.

Сейчас в Чешской Республике на природном газе работают пока только 2,7 тыс. автомобилей. Это 0,06 % от их общего парка, насчитывающего





4,5 млн. В основном это легковые машины (86 %) – Mercedes, Ford, FIAT, Volkswagen, Opel – и автобусы (11 %). Интересно, что в Чехии работают четыре метановых машины для восстановления льда в спортивных сооружениях. Уровень газовой автомобилизации составляет 0,26 автомобиля на 1000 жителей. В стране работают 33 АГНКС. В среднем на одну газозаправочную станцию приходится 81,8 метановых машин. КПГ стоит примерно на 50 % меньше, чем бензин.

Розничные цены на моторное топливо на конец февраля 2012 г.

составили: 57,91 руб./л дизельного топлива; 56,97 руб./л бензина А-95; 34,48 руб./кг СУГ; 29,13 руб./м³ природного газа.

Чехия потребляет 9,3 млрд м³/год природного газа, из них 8,5 млрд м³ – импортный газ (75 % из России и 25 % из Норвегии). На долю автомобильного транспорта в Чешской Республике пока приходится всего 0,1 % от общего объема потребления природного газа. Наряду с несколькими муниципалитетами наиболее активными участниками газомоторного рынка Чешской Республики являются компании:

- TUV NORD Czech, Czech Gas Association – оказание услуг в области нормализации, надзора, инжиниринга;
- Prazska Plynarenska – поставка и использование природного газа, сдача в аренду газовых автомобилей;
- Bonett Gas Investment, E.ON Czech, Gascontrol, Lukoil, NEAT a.s., RWE, Tviai, Vemex – проектирование, строительство и эксплуатация АГНКС;
- Skoda, Tedom – производство газовых автомобилей;
- Chart Ferroch – производство криогенного технологического оборудования;
- Vitkovice – производство сосудов высокого давления.

Правительство республики поставило задачу обеспечить к 2020 г. замещение 10 % моторного топлива природным газом. Уверенный рост парка чешских автомобилей на метане (с нескольких сотен почти до 3 тыс.) начался относительно недавно – 7 лет тому назад. С 2004 по 2011 г. спрос на метан в автотранспортном секторе вырос с 2,8 до 12,2 млн м³. Все более актуальным для Чехии становится внедрение СПГ.

Развитие альтернативных видов топлива и энергии на Украине



Ассоциация участников рынка альтернативных видов топлива и энергии Украины (АПЕУ), созданная в сентябре 2009 г. и объединившая компании, работающие в сегментах солнечной и ветровой энергетики, малой гидроэнергетики, твердого биотоплива и энергоэффективности, провела 26 января 2012 г. в Киеве общее годовое собрание. В ходе его работы было

принято решение о создании шести специализированных комитетов: солнечной энергетики, ветровой энергетики, твердого биотоплива, моторных биотоплив, топливно-энергетического комплекса и международного сотрудничества, а также Инвестиционный комитет.

На 2012 г. были определены следующие главные задачи АПЕУ:

разработка комплекса мероприятий для поддержки развития отрасли производства твердого биотоплива; формирование внутреннего рынка потребления биотоплива; популяризация моторных видов биотоплива; формирование законодательной основы для развития бытовых источников возобновляемой энергетики с возможностью продажи электроэнергии в сеть по «зеленому тарифу»; повышение эффективности взаимодействия с государственными органами власти на всех уровнях; формирование позитивного инвестиционного имиджа Украины на международных рынках.

Алгоритм получения закономерностей сгорания альтернативных топлив путем обработки индикаторных диаграмм поршневых ДВС

С.В. Гусаков,
профессор, заведующий кафедрой РУДН, д.т.н.

Подробно рассмотрен алгоритм обработки индикаторных диаграмм поршневых ДВС и дана ссылка на разработанную автором компьютерную программу с открытыми кодами в соответствии с принципом свободного программного обеспечения. Особое внимание уделено возможности исследования сгорания альтернативных видов топлива различного элементарного состава.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, индикаторная диаграмма, альтернативное топливо, закономерности сгорания, полезная работа, внутренняя энергия, тепловые потери, алгоритм, компьютерная программа, программа с открытыми кодами.

Algorithm to obtain the laws of combustion of alternative fuels, by treating the indicator diagrams of internal combustion piston engines

S.V. Gusakov

Discussed in detail the algorithm processing the indicator diagrams of piston engines and reference is made to the author developed a computer program with open source software, in accordance with the principle of free software. Particular attention paid to the possibility of investigating the combustion of alternative fuels of various elemental compositions.

Keywords: internal combustion engine, the indicator diagram, an alternative fuel combustion patterns, useful work, internal energy, heat loss, algorithm, computer software, program open source.

Индикаторное поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) остается одним из самых информативных методов экспериментального исследования внутрицилиндровых тепловых процессов [1]. Сами индикаторные диаграммы дают ценную информацию об особенностях организации рабочего процесса двигателя, а обработанные с целью получения функции тепловыделения они становятся источником уникальных данных об инициализации и протекании процесса сгорания топлива в цилиндре ДВС. Получаемые в результате обработки диаграмм закономерности выгорания топлива имеют особое значение при исследовании сгорания нетрадиционных или альтернативных топлив, для которых пока нет достаточного объема накопленных теоретических знаний и практического опыта их применения в ДВС.

Регистрация с высокой точностью текущего давления в цилиндре при использовании современного исследовательского оборудования не представляет принципиальных трудностей, за исключением установки датчика давления в головке двигателя. Несмотря на малые размеры датчиков давления определение подходящего месторасположения канала, удовлетворяющего условиям минимальных паразитных объемов и удобства доступа к датчику, в 4-клапанной головке цилиндров малогабаритного автомобильного двигателя является далеко не простой задачей. Малые размеры характерны для датчиков фирмы Kistler (Англия) модели 6351A1 [2], фирмы AVL (Австрия) модели GH14D [3] – вплоть до размера установочной резьбы M5, а также для датчиков AVL GH13P – диаметр 4,3 мм.

Оборудование для индицирования может быть специализированным (например, комплекс AVL Indimaster 671) и скомплектованным из универсальных элементов: пьезокварцевого датчика давления AVL, Kistler и др.; усилителя заряда Kistler Type 5011B Charge Amplifier или РШ2731Э производства ЗАО «Руднев-Шилев» (Россия) [4]; аналогово-цифровых преобразователей (АЦП), например, платы для установки в компьютер ЛА-2М5РС1; персонального компьютера для накопления и последующей обработки экспериментальных данных.

К преимуществам универсального АЦП, кроме более низкой стоимости, относится возможность модернизации алгоритмов и программ обработки экспериментальных данных, что, как правило, исключается при использовании специализированного оборудования. Это особенно важно при исследовании сгорания нетрадиционных топлив, теплофизические характеристики которых могут существенно отличаться от соответствующих показателей традиционных моторных топлив. Если экспериментатор самостоятельно разрабатывает программу для обработки индикаторных диаграмм с целью определения функции тепловыделения, то он может воспользоваться рассмотренным в этой статье базовым алгоритмом.

Предполагается, что в распоряжении исследователя имеются полученные экспериментально массивы

значений текущего давления в цилиндре p_j (МПа) и соответствующих углов поворота коленчатого вала φ_j (°ПКВ), а также ряд конструктивных и режимных параметров двигателя. Как показали исследования, на результаты обработки в большой степени влияет точность определения верхней мертвой точки (ВМТ) положения коленчатого вала и привязки к ней давления [5]. Так, погрешность определения ВМТ в 1°ПКВ приводит к 10%-й погрешности определения среднего индикаторного давления и 25%-й погрешности расчетной оценки тепловыделения на такте расширения [6].

Проверку точности положения ВМТ и требуемую корректировку можно сделать, опираясь на достоверные данные о механических потерях двигателя, развиваемом им крутящем моменте или использовать другие методы, например [7].

Равномерность шага регистрации текущего давления p_j по углу ПКВ принципиального значения не имеет. Важно, чтобы в период активного тепловыделения угол ПКВ между замерами $\Delta\varphi = \varphi_j - \varphi_{j-1}$ был достаточно мал (желательно, менее 1°ПКВ). Отличные параметры имеет оптоэлектронный угловой отметчик модели AVL 364C с разрешением 0,1°ПКВ.

В основу расчета тепловыделения на тактах сжатия и рабочего хода положено уравнение сохранения энергии в цилиндре в дифференциальной форме относительно угла поворота коленчатого вала. Для численной обработки экспериментальных данных уравнение записано через конечные разности

$$\frac{\Delta Q}{\Delta\varphi} = \frac{\Delta L}{\Delta\varphi} + \frac{\Delta W}{\Delta\varphi} + \frac{\Delta U}{\Delta\varphi} + h_m \frac{\Delta m_{out}}{\Delta\varphi},$$

где ΔQ – количество теплоты, выделившейся в камере сгорания при выгорании доли топлива Δx на расчетном шаге $\Delta\varphi$, кДж; ΔL – изменение полезной работы на расчетном шаге, кДж; ΔW – тепловые потери от рабочего тела в стенки камеры сгорания, кДж; ΔU – изменение внутренней энергии рабочего тела на расчетном шаге, кДж; h_m – удельная энтальпия рабочего тела, кДж/кг; Δm_{out} – утечки рабочего тела через поршневые кольца на расчетном шаге, кг.

За исключением особых случаев, потери рабочего тела через поршневые кольца незначительны, и утечками в формуле можно пренебречь. В силу малости шага расчета $\Delta\varphi$ принимаем допущение о постоянстве усредненных параметров на расчетном шаге.

В конечных разностях на j -м расчетном шаге вычисляем работу газовых сил

$$\Delta L_j = \bar{p}_j \Delta V_j = \frac{p_j + p_{j-1}}{2} [V(\varphi_j) - V(\varphi_{j-1})].$$

Значения текущего давления в цилиндре p_j берутся непосредственно из индикаторной диаграммы, а значения текущего объема рабочего тела V_j вычисляются для заданного угла φ по известным зависимостям для кривошипно-шатунного механизма (КШМ). За нулевое значение угла ПКВ принята ВМТ конца сжатия, нижняя мертвая

точка (НМТ) начала сжатия соответствует углу -180° ПКВ, НМТ конца расширения углу 180° ПКВ.

Текущий объем цилиндра по зависимости для КШМ равен

$$V(\varphi) = \pi D_{cil}^2 S_{pis} \left\{ \left(\frac{0,25}{\varepsilon - 1} \right) + 0,125 \left[1 - \cos \varphi + 0,5 \frac{l_{rod}}{S_{pis}} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\},$$

где D_{cil} – диаметр цилиндра двигателя, м; S_{pis} – ход поршня от нижней до верхней мертвой точки, м; ε – геометрическая степень сжатия в цилиндре; l_{rod} – длина шатуна, м.

При известной полезной работе газовых сил за весь рабочий ход можно вычислить среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{1}{V_h} \sum_{j=1}^J \Delta L_j,$$

где V_h – рабочий объем цилиндра двигателя, м³; J – число точек регистрации текущего давления на участке сжатие – расширение (рабочий ход).

После определения условного давления механических потерь p_m и вычисления по тормозному моменту среднего эффективного давления p_e можно скорректировать положение ВМТ, добившись равенства

$$p_i(\varphi_{ВМТ}) = p_e + p_m.$$

При оценке изменения внутренней энергии рабочее тело рассматривается как идеальный газ, для которого удельная внутренняя энергия является функцией только температуры T и состава идеального газа и, следовательно, на j -м расчетном шаге она равна

$$\Delta U_j = \sum_{k=1}^K m_{kj} \Delta u_k(T_j),$$

где m_{kj} – средняя масса k -го компонента рабочего тела на j -м расчетном шаге, кг; $\Delta u_k(T_j) = u_k(T_j) - u_k(T_{j-1})$ – изменение удельной внутренней энергии k -го компонента рабочего тела на j -м расчетном шаге, кДж/кг.

Средняя термодинамическая температура рабочего тела может быть определена через текущее давление в цилиндре p (МПа), объем цилиндра V (м³) и массу m (кг) рабочего тела по уравнению состояния

$$T = \frac{pV}{mR} \mu_r,$$

где $R = 8,314$ – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль·К); μ_r – условная молекулярная масса рабочего тела (кг/кмоль).

Для газовой смеси условная молекулярная масса вычисляется, как сумма произведений объемных долей r_k на молекулярную массу μ_k компонентов рабочего тела

$$\mu_r = \sum_{k=1}^K r_k \mu_k = \sum_{k=1}^K \frac{M_k}{M_r} \mu_k,$$

где M_k – количество k -го компонента рабочего тела, кмоль/кг топлива; M_r – удельное количество рабочего тела, кмоль/кг топлива.

Масса рабочего тела m изначально складывается из массы воздуха, поступившего в цилиндр m_{air} , топлива

(цикловая подача) m_{fuel} и продуктов сгорания от предыдущего цикла m_{exh} , оставшихся в цилиндре естественным путем или принудительно поданных на такте впуска при организации рециркуляции отработавших газов. Эти величины рассчитываются по экспериментальным данным

$$m_{air} = \frac{G_{air}}{30 i_{cil} n}; \quad m_{fuel} = \frac{G_{fuel}}{30 i_{cil} n}; \quad m_{exh} = (m_{air} + m_{fuel}) r_{exh},$$

где G_{air} – массовый расход двигателем воздуха, кг/ч; G_{fuel} – массовый расход двигателем топлива, кг/ч; r_{exh} – массовая доля продуктов сгорания в цилиндре перед началом сжатия; i_{cil} – число цилиндров двигателя; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Для вычисления удельной внутренней энергии компонентов рабочего тела используются следующие аппроксимирующие зависимости [8]

$$u_{CO_2} = 1,54 \cdot 10^{-4} t^2 + 0,7907 t - 14,02;$$

$$u_{CO} = 9,337 \cdot 10^{-5} t^2 + 0,7404 t - 2,033;$$

$$u_{H_2O} = 3,096 \cdot 10^{-4} t^2 + 1,37 t - 1,847;$$

$$u_{H_2} = 7,878 \cdot 10^{-4} t^2 + 9,845 t + 41,77;$$

$$u_{O_2} = 8,138 \cdot 10^{-5} t^2 + 0,6958 t - 5,553;$$

$$u_{N_2} = 8,052 \cdot 10^{-5} t^2 + 0,7363 t + 2,373,$$

где t – температура, °С.

Для углеводородного топлива (бензин, керосин и т.п.) внутренняя энергия составит $u_{fuel} \approx 2,1 t$ [9]. Состав рабочего тела зависит от типа смесеобразования (внешнее или внутреннее), вида топлива, коэффициента избытка воздуха α и доли выгоревшего топлива x .

Для полного сгорания топлива требуется теоретическое необходимое количество воздуха, определяемое через элементарный состав топлива, задаваемый массовыми долями углерода C , водорода H и кислорода O в топливе $C + H + O = 1$.

Массовый состав при известной точной химической формуле топлива $C_w H_y O_z$ определяется по следующим зависимостям

$$C = \frac{w \mu_C}{w \mu_C + y \mu_H + z \mu_O}; \quad H = \frac{y \mu_H}{w \mu_C + y \mu_H + z \mu_O};$$

$$O = \frac{z \mu_O}{w \mu_C + y \mu_H + z \mu_O},$$

где $\mu_C = 12$, $\mu_H = 1$ и $\mu_O = 16$ – атомарные массы углерода, водорода и кислорода соответственно, кг/кмоль.

Если топливо – смесь различных углеводородов, и его средний массовый состав определен экспериментально, как это характерно для традиционных моторных топлив (табл. 1), то условные стехиометрические коэффициенты не являются целыми числами. Их можно определить по следующим формулам при $w = 1$:

$$z = \frac{\mu_C}{\mu_O} \cdot \frac{1 - C - H}{C}; \quad y = \frac{H (z \mu_O + y \mu_C)}{\mu_H (1 - H)}.$$

Если для альтернативного жидкого топлива известен элементарный состав, то низшая теплота сгорания (кДж/кг) приближенно может быть найдена по эмпирической формуле Д.И. Менделеева

$H_u = 34010 C + 125600 H - 10900 (O - S) - 2512 (9 H + W)$, где C , H , O , S , W – массовые доли углерода, водорода, кислорода, серы и воды в топливе.

Ошибка между теплотой сгорания, полученной экспериментальными методами, и рассчитанной по формуле незначительна (см. табл. 1).

В сложных случаях можно воспользоваться тем, что при сгорании тепловыделение определяется полным термодинамическим дифференциалом, поэтому теплота реакции не зависит от пути, по которому идет процесс горения топлива. Если окисление топлива происходит в несколько стадий, то согласно закону Г.И. Гесса результирующая теплота реакции будет равна сумме теплот (c соответствующим

Таблица 1

Характеристики традиционных и альтернативных моторных топлив

Топливо	Химическая формула	Элементарный массовый состав топлива			Низшая теплота сгорания, кДж/кг	
		C	H	O	Полученная экспериментально	По формуле Менделеева
Бензин	$C_{H_{2,035}}$	0,855	0,145	0	$4,40 \cdot 10^4$	$4,40 \cdot 10^4$
Дизельное топливо	$C_{H_{1,738} O_{0,0035}}$	0,870	0,126	0,004	$4,25 \cdot 10^4$	$4,25 \cdot 10^4$
Метан	CH_4	0,768	0,240	0	$5,03 \cdot 10^4$	$5,08 \cdot 10^4$
Пропан	C_3H_8	0,818	0,182	0	$4,65 \cdot 10^4$	$4,66 \cdot 10^4$
Спирт метиловый	C_2H_5OH	0,375	0,125	0,500	$2,03 \cdot 10^4$	$2,02 \cdot 10^4$
Спирт этиловый	C_2H_5OH	0,522	0,130	0,348	$2,76 \cdot 10^3$	$2,74 \cdot 10^4$
Диметилэфир	CH_3OCH_3	0,522	0,130	0,348	$2,89 \cdot 10^4$	$2,74 \cdot 10^4$
Рапсовое масло (PM)	–	0,77	0,12	0,11	$3,73 \cdot 10^4$	$3,75 \cdot 10^4$
Метиловый эфир PM	$CH_{1,87} O_{0,102}$	0,775	0,12	0,105	$3,78 \cdot 10^4$	$3,76 \cdot 10^4$

знаком в зависимости от эндо- или экзотермического характера стадии), выделившихся на каждой стадии процесса.

Можно использовать закон Г.И.Гесса для расчета теплоты реакции, воспользовавшись двумя способами [10]. Первый основан на использовании теплоты образования индивидуальных веществ. При известных стандартной теплоте образования топлива и элементов продуктов сгорания, а также их стехиометрических коэффициентах ν_i можно вычислить теплоту реакции в стандартных условиях

$$\Delta H_T^0 = \sum_{i=1}^l \nu_i \Delta H_{T_i}^0 - \sum_{j=1}^l \nu_j \Delta H_{T_j}^0.$$

По традиции энтальпию экзотермических реакций, как «потерянную» системой энергию, в термодинамике принято записывать со знаком «минус», а если в результате эндотермической реакции система поглощает энергию, то энтальпия химической реакции записывается со знаком «плюс». Существуют таблицы, в которых приведены стандартные теплоты образования веществ [11].

Второй подход состоит в использовании значений энергии разрыва химических связей, которую нужно затратить, чтобы отделить друг от друга два атома (или две группы атомов), соединенных этой связью. Значения энергии в стандартных условиях также приведены в соответствующих таблицах [11].

При достаточном количестве окислителя и полном сгорании топлива в продуктах сгорания содержатся пары воды, диоксид углерода, неиспользованные при сгорании кислород и азот. Если окислителя недостаточно для полного сгорания топлива, то в продуктах сгорания отсутствует

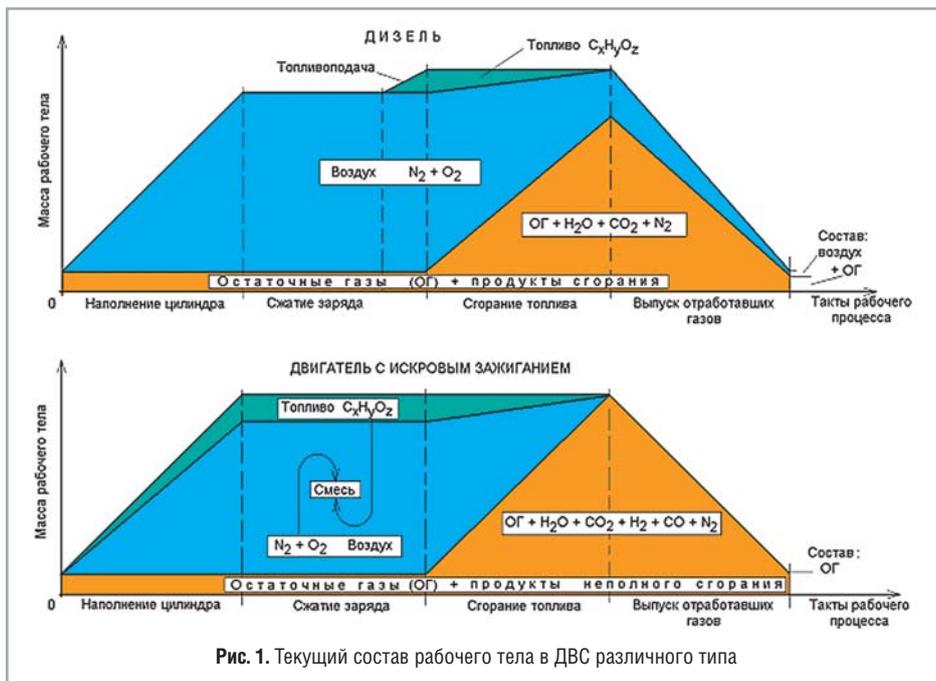


Рис. 1. Текущий состав рабочего тела в ДВС различного типа

кислород и, кроме продуктов полного сгорания H_2O и CO_2 , присутствуют CO и H_2 . По опытным данным, в продуктах сгорания богатых смесей углеводородных топлив соотношение между количествами CO и H_2 можно принять $K = M_{H_2} / M_{CO} \cong 0,5$. Текущий состав рабочего тела в соответствии с табл. 2 можно вычислить с учетом коэффициента избытка воздуха, который равен

$$\alpha = \frac{m_{air}}{m_{fuel} l_0},$$

где l_0 – масса воздуха, теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг топлива, кг.

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8 H - O \right).$$

Текущая масса каждого из компонентов рабочего тела m_k может быть определена через массу топлива m_{fuel} (цикловая подача, кг), удельное количество k -го компонента в

Таблица 2

Расчетные соотношения для компонентов рабочего тела, кмоль/кг топлива

Избыток окислителя $\alpha > 1$	Недостаток окислителя $\alpha < 1$
$M_{O_2} = (\alpha - x) \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ если } x < \alpha \text{ и } M_{O_2} = 0, \text{ если } x \geq \alpha;$ $M_{N_2} = \frac{0,79}{0,21} \alpha \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right); M_{fuel} = \frac{1-x}{\mu_{fuel}}.$	
$M_{CO} = 0; M_{H_2} = 0;$ $M_{CO_2} = \frac{C x}{12}; M_{H_2O} = \frac{H x}{2}.$	$M_{CO} = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \frac{2(1-\alpha)}{1+K} x;$ $M_{CO_2} = \frac{C x}{12} - M_{CO}; M_{H_2} = K M_{CO};$ $M_{H_2O} = \frac{H x}{2} - M_{H_2}.$

рабочем теле M_k (кмоль/кг топлива) и молекулярную массу компонента μ_k (кг/кмоль) как

$$m_k = m_{fuel} M_k \mu_k.$$

Однако, кроме поступивших топлива, воздуха и продуктов их сгорания, в цилиндре содержится некоторое количество остаточных газов от предыдущего цикла.

Их состав может быть рассчитан также по зависимостям, приведенным в табл. 2, но при доле выгоревшего топлива $x = 1$ при $\alpha \geq 1$ и $x = \alpha$ при $\alpha < 1$.

Предыдущее выражение для остаточных газов преобразуется следующим образом

$$m_k^* = r_{exh} m_{fuel} M_k^* \mu_k.$$

В программе расчета следует учитывать особенности протекания рабочих процессов и различие составов рабочего тела в рабочем цикле дизеля и двигателя с искровым зажиганием (рис. 1).

На начало такта наполнения в цилиндре двигателя находится некоторое количество остаточных газов массой m_{exh} , к которым в процессе наполнения добавляется в дизеле чистый воздух m_{air} , а в двигателе с искровым зажиганием – топливно-воздушная смесь $m_{air} + m_{fuel}$. В дизеле топливо впрыскивается вблизи ВМТ, и его текущая масса $m_{fuel}(\varphi)$ может быть рассчитана по простейшей зависимости

$$m_{fuel}(\varphi) = m_{fuel}^{cik} \frac{\varphi - \varphi_{inj}}{\Delta\varphi_{inj}} \text{ при условии } \varphi_{inj} < \varphi < (\varphi_{inj} + \Delta\varphi_{inj}),$$

где m_{fuel}^{cik} – цикловая подача топлива, кг; φ_{inj} – угол начала впрыскивания топлива, °ПКВ; $\Delta\varphi_{inj}$ – продолжительность топливоподачи, °ПКВ.

При избытке окислителя сгорание топлива не зависит от типа рабочего процесса. В этом случае в продуктах сгорания присутствует остаточный воздух. При недостатке окислителя (мощностные режимы работы двигателей с искровым зажиганием) продукты сгорания теоретически не содержат кислорода, но в них присутствует молекулярный водород и оксид углерода. Это должно учитываться в программе обработки индикаторных диаграмм.

Тепловые потери от рабочего тела в стенки камеры сгорания вычисляются на основе закона Ньютона

$$\frac{dW}{d\varphi} = \alpha_{\Sigma} F (T - T_w),$$

где T – средняя термодинамическая температура рабочего тела на расчетном шаге, вычисляемая по данным эксперимента, К; T_w – усредненная температура огневой поверхности камеры сгорания, задаваемая по экспериментальным данным или определяемая по эмпирическим зависимостям, К; F – площадь поверхности теплообмена, как правило, с учетом ее изменения при движении поршня, м²; α_{Σ} – усредненный по поверхности камеры сгорания нестационарный коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·К).

Для оценки α_{Σ} предложено большое число зависимостей, полученных различными авторами путем обработки

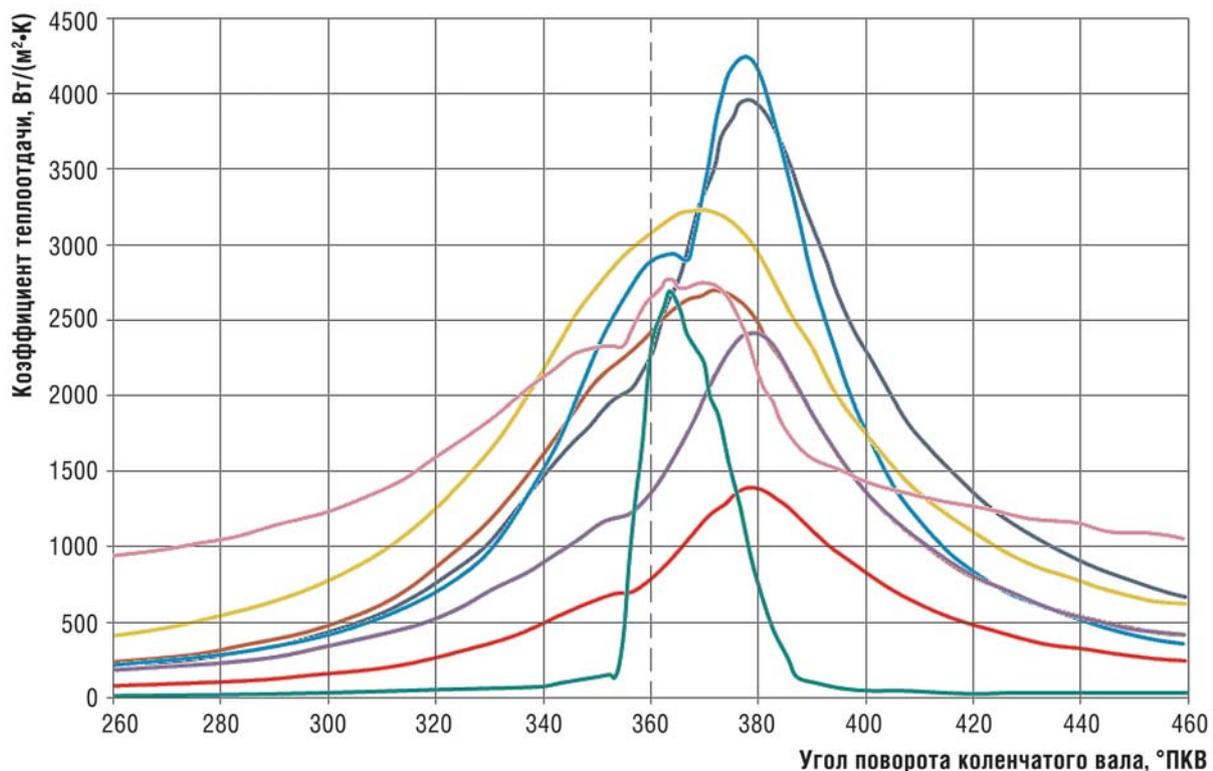


Рис. 2. Коэффициенты теплоотдачи α_{Σ} , Вт/(м²·К), в функции угла ПКВ, вычисленные по различным формулам [12].
 Цвет линий: зеленый – $\alpha_{инт}$; охра – $\alpha_{Цапф}$; синий – $\alpha_{Нуссельт}$; красный – $\alpha_{Брилинг}$; фиолетовый – $\alpha_{Эйхельберг}$; лиловый – $\alpha_{Розенблиг}$; голубой – $\alpha_{Вошни}$; коричневый – $\alpha_{Хохенберг}$

экспериментальных данных для определенного типа двигателей (рис. 2).

Видно, что в условиях камеры сгорания ДВС различные формулы неоднозначно описывают характер изменения интегрального коэффициента теплоотдачи по углу ПКВ. Впрочем и другие параметры, входящие в формулу, описывающую теплоотдачу, имеют невысокую точность определения, например, температура стенки. Поэтому при обработке индикаторных диаграмм воспользуемся одной из простейших формул для вычисления коэффициента теплоотдачи α_Σ – формулой Эйхельберга, учитывающей его зависимость от текущего давления p , температуры T и средней скорости поршня $c_{pis} = S_{pis} n / 30$ (м/с) [13]

$$\alpha_\Sigma = 7,79 \cdot 10^{-4} \sqrt{10 p T} \sqrt[3]{c_{pis}}.$$

Следует отметить, что неточность вычисления тепловых потерь влияет на конечный результат анализа незначительно, так как теплоотдача в стенки в поршневом двигателе составляет около одной пятой от выделившейся теплоты, и ошибка в определении тепловых потерь в 10 % дает только 2%-ю погрешность в тепловом балансе. Поэтому тепловые потери, как самое «ненадежное» слагаемое с точки зрения обеспечения точности, могут быть использованы для корректировки доли выгоревшего топлива на конец рабочего хода $x = 1$ при условии отсутствия дефицита окислителя $\alpha > 1$. В качестве корректируемого параметра может быть использована усредненная температура поверхности теплообмена T_w .

Поверхность теплообмена в поршневом двигателе складывается из огневой поверхности поршня

$$F_{pis} = k_{pis} 0,25 \pi D_{cil}^2,$$

огневой поверхности головки цилиндра

$$F_{head} = k_{head} 0,25 \pi D_{cil}^2$$

и поверхности гильзы цилиндра, контактирующей с рабочим телом,

$$F_{cil} = \pi D_{cil} \left\{ h_{gap} + \frac{S_{pis}}{2} \left[1 - \cos \varphi + 0,5 \frac{l_{rod}}{S_{pis}} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\},$$

где k_{pis} и k_{head} – множители, учитывающие увеличение площадей огневых поверхностей поршня и головки за счет их неплоскостности, соответственно; h_{gap} – надпоршневой зазор, м.

Таким образом, количество теплоты, теряемой в стенки камеры на j -м расчетном шаге, равно

$$\Delta W_j = \alpha_{\Sigma_j} F_j (T_j - T_w) \frac{\Delta \varphi}{6 n}.$$

Преобразуем уравнение сохранения энергии в расчетное для вычисления доли топлива, выгорающего на вычислительном шаге,

$$\Delta x_j = \frac{\Delta L_j + \Delta W_j + \Delta U_j}{(H_u - \Delta H_u) m_{fuel}^{cik}},$$

где $\Delta H_u = M_{CO} (282800 + 240900 K)$ – неиспользованная в связи с недостатком окислителя теплота топлива при $\alpha < 1$, кДж/кг.

В процессе обработки вычисляется и относительное количество выгоревшего топлива $x = \Sigma \Delta x_j$.

Для корректного отображения результатов расчета следует позиционировать кривую относительного тепловыделения. В ходе сжатия происходит теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания. Для исключения его влияния на функцию тепловыделения приравняем относительное тепловыделение к нулю $x = 0$ при угле

ПКВ, соответствующем началу впрыскивания топлива в дизеле или подаче искры зажигания в двигателе с принудительным воспламенением смеси.

За начало сгорания в дизеле (рис. 3) принимается угол ПКВ, при котором после впрыскивания топлива и регистрации отрицательной скорости тепловыделения, связанной с затратами теплоты на испарение топлива, результирующая скорость становится равной нулю (скорость тепловыделения от химических реакций окисления топлива становится равной затратам теплоты на испарение топлива и теплоотвод в стенки камеры сгорания).

Описанный выше алгоритм реализован в виде программы для персонального компьютера в среде Microsoft Visual Basic 6.0. Коды программы открыты [11] в соответствии с принципом свободного программного обеспечения, при реализации которого пользователь располагает правами

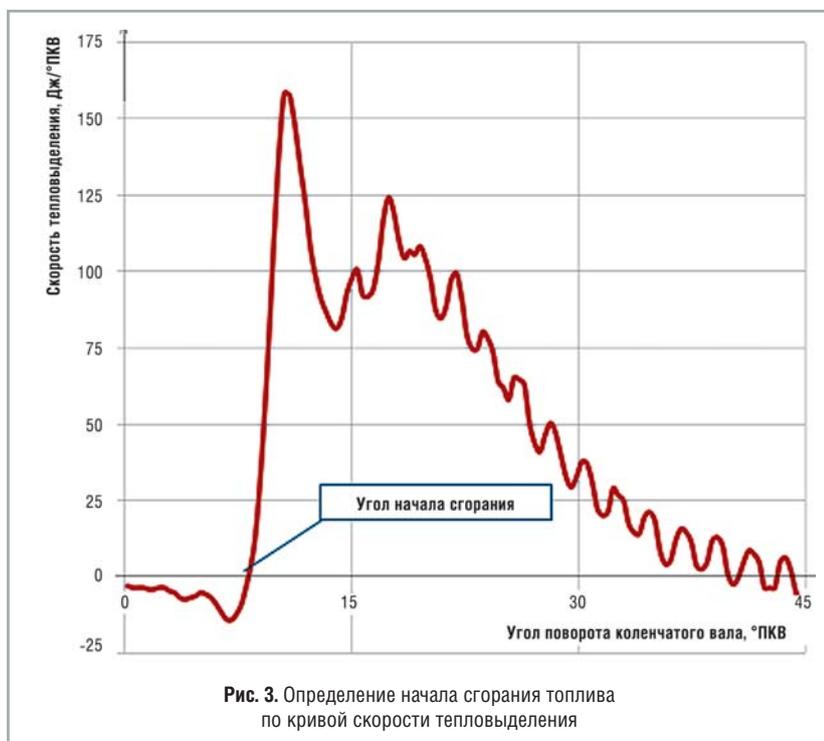


Рис. 3. Определение начала сгорания топлива по кривой скорости тепловыделения

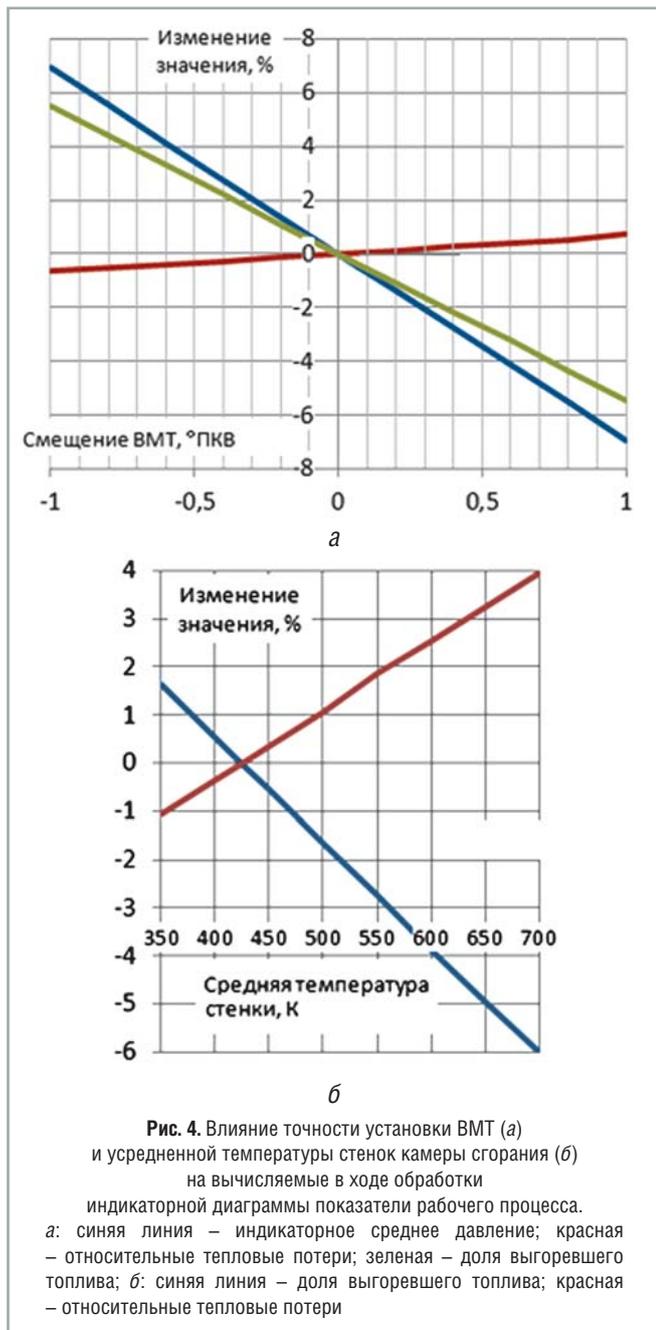


Рис. 4. Влияние точности установки ВМТ (а) и усредненной температуры стенок камеры сгорания (б) на вычисляемые в ходе обработки индикаторной диаграммы показатели рабочего процесса.
 а: синяя линия – индикаторное среднее давление; красная – относительные тепловые потери; зеленая – доля выгоревшего топлива; б: синяя линия – доля выгоревшего топлива; красная – относительные тепловые потери

на неограниченные установку, запуск, свободное использование, изучение, распространение и изменение (совершенствование) программы без всякой оплаты.

На рис. 4 приведены результаты численного эксперимента, проведенного с использованием данной программы.

Была обработана индикаторная диаграмма дизеля Д-245 ММЗ на режиме номинальной мощности $N_e = 79$ кВт при $n = 2200$ мин⁻¹, а затем были внесены корректировки углового положения ВМТ в диапазоне ± 1 °ПКВ и температуры огневых поверхностей камеры сгорания в диапазоне от 350 до 700 К. Из приведенных графиков видно, что использование первого параметра для уточнения вычисляемого значения среднего индикаторного давления и второго параметра для корректировки доли выгоревшего топлива вполне оправданно.

Литература

1. **Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н.** Планирование, проведение и обработка данных экспериментальных исследований ДВС: учебное пособие. – М.: Изд-во РУДН, 2004. – 168 с.
2. Kistler: Measure, Analyze, Innovate // Сайт компании. – <http://www.kistler.com> (28.11.2011).
3. AVL Testing Equipment. Оборудование для испытаний фирмы AVL // Сайт компании: <https://www.avl.com/testing-equipment> (28.11.2011).
4. ЗАО «Руднев-Шиляев». – Разработка измерительных систем // Сайт компании: <http://www.rudshel.ru> (28.11.2011).
5. **Гусаков С.В.** Методика анализа погрешностей регистрации и обработки индикаторных диаграмм: Тезисы докладов на международной конференции «Двигатель – 1997». – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – С. 13.
6. **Pipitone E., Beccari A., Beccari S.** The Experimental Validation of a New Thermodynamic Method for TDC Determination // SAE Paper. – 2007. – № 24-0052.
7. **Варбанец Р.А., Морозов А.И., Михайлов Д.Ю.** Определение фазы начала сгорания топлива в задачах математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 2 (49). – С. 65-72.
8. **Александров А.А.** Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: справочник / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 224 с.
9. **Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К.** Термодинамика и теплопередача. – М.: «Высшая школа», 1975. – 495 с.
10. **Гусаков С.В.** Физико-химические основы процессов смесеобразования и сгорания в ДВС. Основы теории горения: Учебное пособие. – М.: Изд-во РУДН, 2001. – 134 с.
11. <http://web-local.rudn.ru/web-local/prep/rj/index.php?id=491&p=19494> (Гусаков С.В.: личный кабинет автора на сайте РУДН, 09.12.2011).
12. **Кавтарадзе Р.З.** Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
13. **Богославцев Р.В.** Тепловая напряженность цилиндрической группы дизельного двигателя, конвертируемого в газовый: Автореф. дис. канд. техн. наук. – М.: ООО «Газпром ВНИИГАЗ», 2009. – 20 с.

Вниманию читателей!

В статье «Выбор гибридной силовой установки мобильных транспортных средств» авторов П.П. Петрова, А.М. Савенкова, А.И. Савицкого, С.П. Петрова, опубликованной в № 6 (24) 2011 г., на с. 63 в третьей колонке начало второго абзаца следует читать так: «По сравнению с дизелями с КШМ КПД КСПД также заведомо выше».

Показатели процессов сгорания и тепловыделения в дизеле при работе на этаноле

В.А. Лиханов,

заведующий кафедрой ФГБОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», д.т.н.,

Р.Р. Деветьяров,

доцент ФГБОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», к.т.н.,

А.С. Полевщиков,

инженер ФГБОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», аспирант,

М.А. Долгих,

инженер ФГБОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», аспирант,

С.А. Верстаков,

инженер ФГБОУ ВПО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия», аспирант

В статье рассматривается влияние применения этанола в качестве основного топлива на показатели процессов сгорания и тепловыделения дизеля при изменении частоты вращения. Статья содержит результаты исследований, проведенных на двигателе Д-120 (2Ч10,5/12,0), при работе на этаноле с использованием двойной системы топливоподачи.

Ключевые слова: дизель, этанол, двойная система топливоподачи, показатели процесса сгорания, характеристики тепловыделения.

Change the factors of the combustion process and features of heat release into diesel when running on ethanol

V.A. Likhanov, R.R. Devetyarov, A.S. Polevshchikov, M.A. Dolgih, S.A. Verstakov

The article examines the influence of the use of ethanol as the primary fuel for the combustion performance and heat release of diesel engine when the frequency of rotation. This article contains research results on the engine D-120 (2Ч 10,5/12,0), when working on ethanol with double system of fuel injection.

Keywords: diesel, ethanol, a double system of fuel injection, combustion performance and heat release.

Ужесточение норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, экономия энергоносителей органического происхождения, а также ограничение эмиссии диоксида углерода заставляют большинство стран мирового сообщества искать пути уменьшения опасности воздействия тепловых

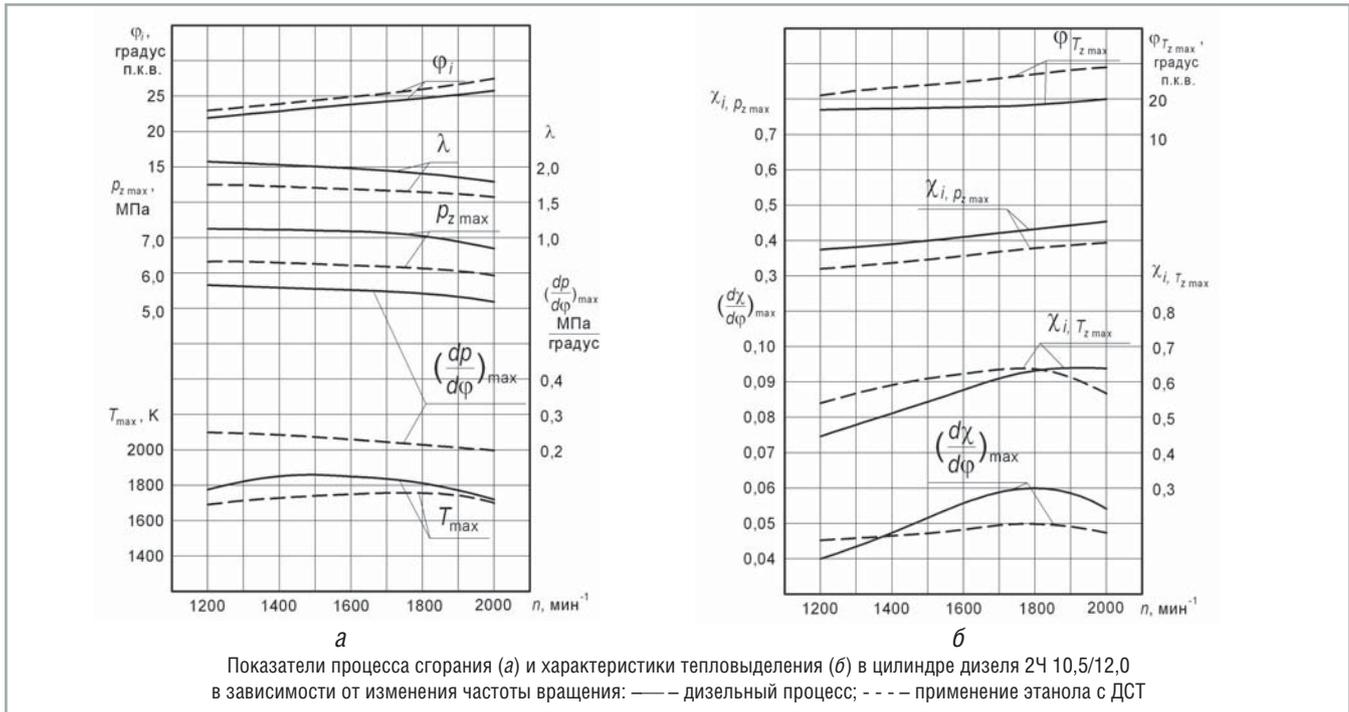
двигателей на окружающую среду. В последнее время все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе спиртов и их производных, в частности этанола [1].

Проведенные на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры ДВС Вятской ГСХА исследования, целью

которых являлась модернизация дизеля 2Ч 10,5/12,0 для работы на этаноле с двойной системой топливоподачи (ДСТ), позволили изучить влияние применения этанола в качестве моторного топлива [2]. Помимо оценки токсичности ОГ и эффективных показателей дизеля, были проанализированы показатели рабочего процесса: жесткость, активное тепловыделение, максимальная температура цикла и др. Индикаторные диаграммы обрабатывались по методике ЦНИДИ-ЦНИИМ.

Анализ показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала и оптимальных установочных углов опережения впрыскивания топлива показывает следующее (рисунок а). Максимальное давление цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ максимальное давление цикла уменьшается с $p_{z \max} = 7,25 \text{ МПа}$ при работе дизеля на ДТ до $p_{z \max} = 6,32 \text{ МПа}$ при работе дизеля на этаноле с ДСТ, то есть на 12,8%. С увеличением частоты вращения происходит снижение максимального давления сгорания. Так, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ $p_{z \max} = 6,70 \text{ МПа}$ при работе дизеля на ДТ и $p_{z \max} = 5,93 \text{ МПа}$ при работе дизеля на этаноле. При этом степень повышения давления $\lambda = 2,08$ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и работе дизеля на ДТ, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ и этой же частоте вращения $\lambda = 1,75$. Снижение составляет 15,9%. При увеличении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ степень повышения давления при работе дизеля на ДТ $\lambda = 1,79$, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ $\lambda = 1,58$, что соответствует снижению на 11,7%.

Максимальная усредненная температура цикла $T_{\max} = 1775 \text{ К}$ при работе дизеля на ДТ и $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, а при работе на этаноле с ДСТ $T_{\max} = 1690 \text{ К}$. Снижение составляет 85 К или 4,8%. При увеличении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ максимальная усредненная температура цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ составляет 1700 К, при работе дизеля на ДТ $T_{\max} = 1720 \text{ К}$. Снижение составляет 20 К или 1,2%. Наибольшая разность температур наблюдается при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Максимальная усредненная температура цикла при работе дизеля на ДТ составляет 1860 К, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ $T_{\max} = 1740 \text{ К}$, что соответствует снижению на 120 К или 6,5%.



Период задержки воспламенения при работе дизеля на этаноле с ДСТ возрастает во всем диапазоне изменения частоты вращения. Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ значение $\phi_i = 23,0^\circ$ п.к.в., а при работе дизеля на ДТ $\phi_i = 22,0^\circ$ п.к.в. Увеличение достигает 4,5%. При дальнейшем повышении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на этаноле с ДСТ $\phi_i = 27,5^\circ$ п.к.в., а при работе дизеля на ДТ $\phi_i = 26,0^\circ$ п.к.в., то есть угол увеличивается на 5,8%.

При $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ максимальная жесткость процесса сгорания при работе дизеля на ДТ $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,665 \text{ МПа/градус п.к.в.}$, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,250 \text{ МПа/градус п.к.в.}$ Снижение составляет 62,4%. При увеличении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ этот показатель при работе дизеля на ДТ $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,619 \text{ МПа/градус п.к.в.}$, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ $(dp/d\phi)_{\text{max}} = 0,200 \text{ МПа/градус п.к.в.}$ Снижение достигает 67,6%.

Максимум скорости активного тепловыделения при работе дизеля на этаноле с ДСТ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ больше, чем при работе дизеля на ДТ (рисунок б). Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}} = 0,040$ при работе дизеля на ДТ и $(d\chi/d\phi)_{\text{max}} = 0,045$ при работе дизеля на этаноле с ДСТ. Увеличение составляет 12,5%. С повышением частоты вращения происходит снижение максимума скорости активного тепловыделения на 13%. Так, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}} = 0,054$ при

работе дизеля на ДТ и $(d\chi/d\phi)_{\text{max}} = 0,047$ при работе на этаноле с ДСТ.

Кривая активного выделения теплоты, соответствующая максимальной давлению сгорания, при работе дизеля на этаноле с ДСТ лежит ниже соответствующей кривой при работе дизеля на ДТ. Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{i, p_z \text{ max}} = 0,37$ при работе на ДТ и $\chi_{i, p_z \text{ max}} = 0,32$ при работе дизеля на этаноле с ДСТ. Снижение составляет 13,5%. При увеличении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на ДТ $\chi_{i, p_z \text{ max}} = 0,45$ и при работе дизеля на этаноле с ДСТ $\chi_{i, p_z \text{ max}} = 0,39$. Уменьшение составляет 13,3%.

Кривая активного выделения теплоты, соответствующая максимальной температуре цикла, при работе дизеля на этаноле с ДСТ лежит выше соответствующей кривой при работе дизеля на ДТ. Так, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ значение $\chi_{i, T_z \text{ max}} = 0,54$ при работе дизеля на этаноле с ДСТ и $\chi_{i, T_z \text{ max}} = 0,45$ при работе дизеля на ДТ. Рост составляет 16,7%. При увеличении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля на ДТ $\chi_{i, T_z \text{ max}} = 0,64$ и при работе дизеля на этаноле с ДСТ $\chi_{i, T_z \text{ max}} = 0,57$. Уменьшение составляет 7,0%.

Угол, соответствующий максимальной температуре цикла, при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $\phi_{T_z \text{ max}} = 17,0^\circ$ после в.м.т. при работе дизеля на ДТ и $\phi_{T_z \text{ max}} = 21,0^\circ$ после в.м.т. при работе дизеля на этаноле с ДСТ. Увеличение составляет 23,5%. При повышении частоты вращения до $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ угол увеличивается до $20,0^\circ$ после в.м.т.

при работе дизеля на ДТ и до $29,0^\circ$ после в.м.т. при работе дизеля на этаноле с ДСТ, что соответствует росту на 45,0%.

Таким образом, применение этанола в качестве моторного топлива с использованием ДСТ снижает максимальную жесткость процесса сгорания, при этом тепловыделение во второй фазе идет менее активно. Это вызывает уменьшение коэффициента активного тепловыделения, что предопределяет менее эффективное использование теплоты в цилиндре дизеля в начальный период сгорания основной части топлива. Также следует отметить, что интенсивность тепловыделения в период быстрого горения, определяющая максимальную жесткость $(dp/d\phi)_{\text{max}}$, зависит от массовой скорости выгорания топлива. Так как процесс воспламенения топлива в дизеле имеет многоочаговый характер, скорость выгорания топлива обуславливается концентрацией активных продуктов (промоутеры), инициирующих воспламенение, и объемом испарившегося топлива.

Литература

1. Биоэнергетика: мировой опыт и прогноз развития. Научное издание. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 404 с., ил.
2. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Полевщиков А.С., Долгих М.А., Верстаков С.А. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 4. – С. 62-64.

Стендовые испытания системы эжекционной подачи газообразного топлива в дизелях

Б.П. Загородских,

профессор Саратовского государственного
аграрного университета им. Н.И. Вавилова (СГАУ), д.т.н.,

В.В. Володин,

доцент СГАУ им. Н.И. Вавилова, к.т.н.,

Е.В. Бебенин,

доцент СГАУ им. Н.И. Вавилова, к.т.н.

В настоящее время расходы на топливо достигают 50 % в себестоимости производства сельскохозяйственной продукции, поэтому совершенствование системы питания тракторных дизелей для работы на более дешевом топливе – природном газе – является одним из направлений повышения эффективности работы машинно-тракторного парка в сельском хозяйстве.

Ключевые слова: газодизель, система подачи газа в двигатель.

The results of bench tests of ejection supply of gaseous fuels in diesel engines

B.P. Zagorodsky, V.V. Volodin, E.V. Bebenin

Currently fuel costs up to 50 % in prime cost of agricultural production, therefore improving the power system of tractor diesel engines to run on cheaper fuel (natural gas) is one of the ways to increase the efficiency of machinery-tractors in the agricultural economy.

Keywords: gas diesel, gas supply system to the engine.

Нарастающий дефицит добычи нефти делает переход на газомоторное топливо одной из актуальных проблем для сельского хозяйства России. Сейчас существуют два типа газообразного топлива: пропан-бутановые смеси и природный газ (метан). В развитых странах идут интенсивные разработки систем, которые позволяют двигателям на жидком топливе адаптироваться к потреблению газообразного топлива. Анализируя различные источники информации, ведущие эксперты в области двигателестроения делают вывод о том, что самой совершенной системой подачи газа является система с распределенным по цилиндрам дозированием газообразного топлива. Создание подобной системы, которая позволит качественно улучшить показатели двигателя, работающего на газообразном топливе, является

актуальной проблемой и технически достижимым результатом.

В Саратовском государственном аграрном университете им. Н.И. Вавилова совместно с ООО «Дизельавтоматика» создана система распределенной подачи газообразного топлива на примере двигателя ЯМЗ-238НД5. Все оборудование, которое было использовано, – отечественного производства. Полученный технический результат – полная автоматизация работы системы и максимальная эффективность использования газообразного топлива. Для увеличения степени автоматизации в систему управления ввели устройство управления топливным насосом для работы на газодизельном и дизельном циклах.

Газодизельный цикл нашел широкое применение в связи с возможностью его использования на двигателях совместно с дизельным циклом, поэтому

автоматическое переключение, например, при нехватке газообразного топлива с цикла на цикл является актуальной задачей. Устройство управления топливным насосом крепится непосредственно на рейку топливного насоса высокого давления. С помощью этой рейки имеется возможность ограничить подачу дизельного топлива по сигналу из электронного блока управления для перевода режима работы на газодизельный цикл. Для эффективного использования газообразного топлива на впускной коллектор двигателя устанавливаются устройства эжекционной подачи газообразного топлива, которые по сигналу из электронного блока управления определяют количество подаваемого в цилиндры двигателя газообразного топлива, поступающего в устройства эжекционной подачи из газового коллектора. Для улучшения качества газозоообразной смеси используется эффект эжекции, который позволяет передавать энергию от одного газообразного потока другому в результате их турбулентного смешения и повышать энергию потока, что положительно сказывается на наполнении цилиндра рабочей смесью, а следовательно на мощности и экономичности двигателя.

Для обеспечения стабильности работы системы и сглаживания скачков давления газовый коллектор выполнен в виде пневмоаккумулятора. Система распределенной подачи топлива (рис. 1) размещается на двигателе 6, оснащенном стандартным топливным насосом высокого давления (ТНВД) 2, который имеет возможность подавать топливо в стандартные дизельные форсунки 5. Топливный насос высокого давления 2 оснащен стандартной топливной рейкой, которая позволяет изменять количество топлива, подаваемого в двигатель 6. На ТНВД 2 устанавливается диск с магнитной меткой, а напротив него датчик 1, контролирующий подачу газообразного топлива. В ТНВД 2 включено устройство 4 управления циклами. Рядом с топливной рейкой насоса расположен датчик 3 положения топливной рейки насоса высокого давления 2, имеющий возможность вести контроль за работой двигателя 6 по дизельному или газодизельному циклу. Двигатель 6 оснащен датчиком 9 частоты вращения коленчатого вала, расположенным на его корпусе. Для подачи газообразного топлива на двигатель смонтирована система, состоящая из устройств 17 эжекционной подачи газообразного топлива в

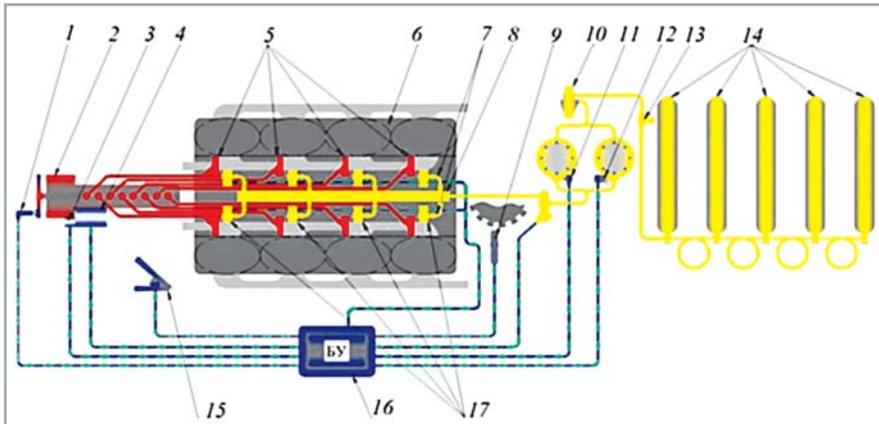


Рис. 1. Система распределенной подачи газообразного топлива в двигатель: желтый – подача газообразного топлива; сине-зеленый – электронные цепи управления; красный – подача дизельного топлива

двигатель, соединенных при помощи газовых рукавов 7 с газовым коллектором 8, с размещенными на нем датчиками температуры 11 и давления 12 газа.

Для поступления газа из газовых баллонов 14 в газовый коллектор 8 давление газа может корректироваться в газовом редукторе 10. Для возможности обслуживания система оборудована вентильной группой 13. Контроль за подачей газообразного топлива осуществляет электронный блок управления 16, который позволяет обрабатывать сигналы, получаемые с датчиков положения топливной рейки, частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления газа, и формировать сигналы для устройств управления циклами и эжекционной подачи газообразного топлива в двигатель. Задачу подачи газообразного топлива система получает от педального электронного задатчика 15. На предлагаемую систему был получен патент на полезную модель № 105372 МПК U1 F02M21/02

«Система распределенного эжекционно-го впрыска газообразного топлива».

Данная система прошла испытания на нагрузочном стенде КИ-1751 Балашовского ремонтного завода, в ходе которых к электронному блоку управления был подключен переносной компьютер, записывающий параметры и команды данного блока при помощи соответствующей программы, разработанной ООО «Дизельавтоматика» и выводящей на экран монитора (рис. 2) требуемые характеристики работы двигателя и системы.

Так, из графика видно, что двигатель ЯМЗ-238НДЗ запущен в работу по дизельному циклу. В течение 20 с он работал без нагрузки при частоте вращения коленчатого вала 800 мин⁻¹, далее частоту увеличили до 2000 мин⁻¹. После стабилизации параметров работы двигателя на стенде была дана нагрузка в виде момента сопротивления, равного 70 кН·м, о чем свидетельствует

незначительное снижение частоты вращения на протяжении 5 с. В таком режиме двигатель работал до 85 с, после чего его перевели на работу по газодизельному циклу. В этот момент частота вращения коленчатого вала двигателя упала до 1800 мин⁻¹ и восстановилась в течение 10 с. Это произошло после того, как электронное регулирующее устройство перевело рейку топливного насоса в положение подачи топлива 20 % от номинального, а газовые форсунки начали постепенно увеличивать количество подаваемого компримированного природного газа в цилиндры двигателя. После стабилизации системы двигатель работал с указанной нагрузкой в течение 30 с, за это время были замерены расходы газообразного и дизельного топлива при помощи измерительных устройств. Затем была дана команда понизить нагрузку. На 140-й секунде при уменьшении момента сопротивления до 50 кН·м двигатель начал увеличивать число оборотов и достиг 2050 мин⁻¹ за 3 с. За это время система выдала команду газовым форсункам уменьшить количество подаваемого природного газа, вследствие чего частота вращения вернулась за 5 с в заданный диапазон, который колебался возле отметки в 2000 мин⁻¹. После замеров расхода газообразного и дизельного топлива была дана команда на остановку двигателя.

Испытания данной системы были признаны успешными, так как система во время работы по газодизельному циклу позволяла двигателю работать без значительных отклонений по заданным параметрам, к которым относятся частота оборотов коленчатого вала двигателя и время реакции системы на изменение стеновых нагрузок.

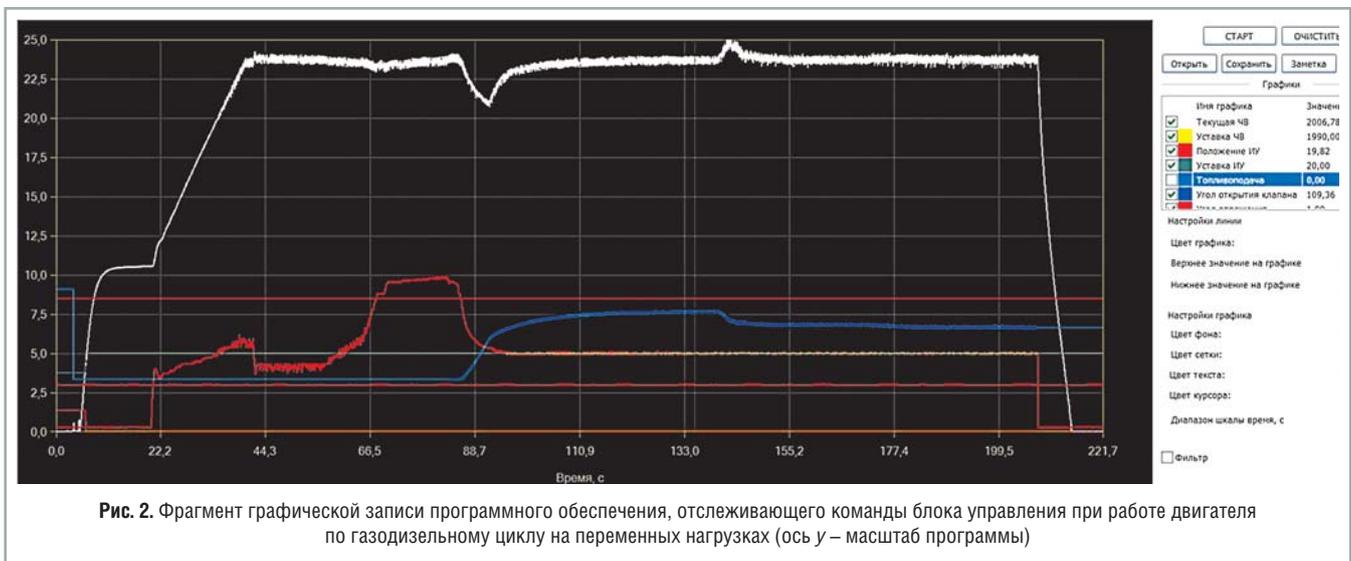


Рис. 2. Фрагмент графической записи программного обеспечения, отслеживающего команды блока управления при работе двигателя по газодизельному циклу на переменных нагрузках (ось у – масштаб программы)

Грузовой железнодорожный поезд модульного типа

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

В статье дается теоретическое обоснование эффективности замены традиционной схемы грузового железнодорожного поезда, представляющего цепь последовательно соединенных с локомотивом вагонов, на модульную схему, где состав комплектуется из нескольких самостоятельных блоков (модули), параллельно подключенных к контактной электрической сети и состоящих из тягового (моторный) вагона, к которому присоединяются несколько стандартных (неприводные) вагонов.

Ключевые слова: подвижной состав, модульная схема.

Freight railway train of modular type

I.K. Aleksandrov

This paper gives theoretical substantiation for the effectiveness of replacing the traditional scheme of freight train, representing a chain of cars all successively connected to the locomotive by a modular scheme, where the rolling stock is assembled of several independent blocks (modules) connected in parallel to the contact electrical network consisting of a traction (motor) car, joined by several standard (non-drive) cars.

Keywords: rolling stock, modular design.

Энергетическая нецелесообразность передачи механической энергии за счет многозвенных, разветвленных кинематических цепей (КЦ) доказана в ряде работ [1-6 и др.], где показано, что во многих конструктивных решениях деление потока мощности гораздо эффективнее осуществлять за счет электрифицированных систем, а зачастую даже гидравлические передачи оказываются более рациональными, чем сложные механические трансмиссии.

Для принципиального повышения эффективности одной из таких разветвленных, получивших широкое распространение КЦ, для которой в статье сделан предварительный энерго-экономический анализ, необходима, на наш взгляд, серьезная модернизация. Такую энергетически нерациональную разветвленную КЦ представляет собой грузовой железнодорожный состав, где передача тягового усилия от локомотива на колесные пары вагонов осуществляется за счет последовательно-параллельной разветвленной КЦ.

В качестве альтернативы традиционной схеме железнодорожного состава предлагается вариант, где кинематические связи существенно упрощены и частично заменены электрическими. Назовем такую схему комплектования железнодорожного состава модульной. Модуль представляет собой комплексную единицу подвижного состава, состоящую из снабженного приводным электродвигателем тягового вагона, к которому подсоединяются один или несколько обычных (неприводных) вагонов.

Для анализа рассматриваемых КЦ можно использовать принцип построения блок-схемы КЦ (рис. 1), который описан в [6].

В соответствии с методикой [6] составления блок-схем введено понятие собирательного звена (СЗ) – элемента КЦ, который объединяет (собирает) несколько потоков мощности. Каждое СЗ маркируется по уровню удаления его от энергетической установки (ЭУ) и ему присуждается порядковый номер на данном уровне. ЭУ также принимают как СЗ на нулевом уровне с порядковым номером 1, то есть СЗ 0,1.

СЗ соединяются между собой внутренними КЦ (см. рис. 1, сплошная линия). От любого СЗ могут отвечать внешние КЦ (штриховая линия), которые заканчиваются рабочим органом, непосредственно совершающим полезную работу. В нашем случае таким рабочим органом является колесная пара.

Применительно к железнодорожному составу: СЗ 1-го уровня – система сцепных устройств поезда (сцепка); СЗ 2-го уровня – вагоны; СЗ 3-го уровня – вагонные тележки, которые объединяют колесные пары.

Для энергетического расчета КЦ, который заключается в определении непроизводительных потерь в цепи и требуемой мощности ЭУ, необходимо располагать энергетическими характеристиками каждого элемента КЦ: предельным КПД и моментом холостого хода (усилие, обеспечивающее движение при отсутствии внешней нагрузки). Для этого необходимо провести соответствующие экспериментальные

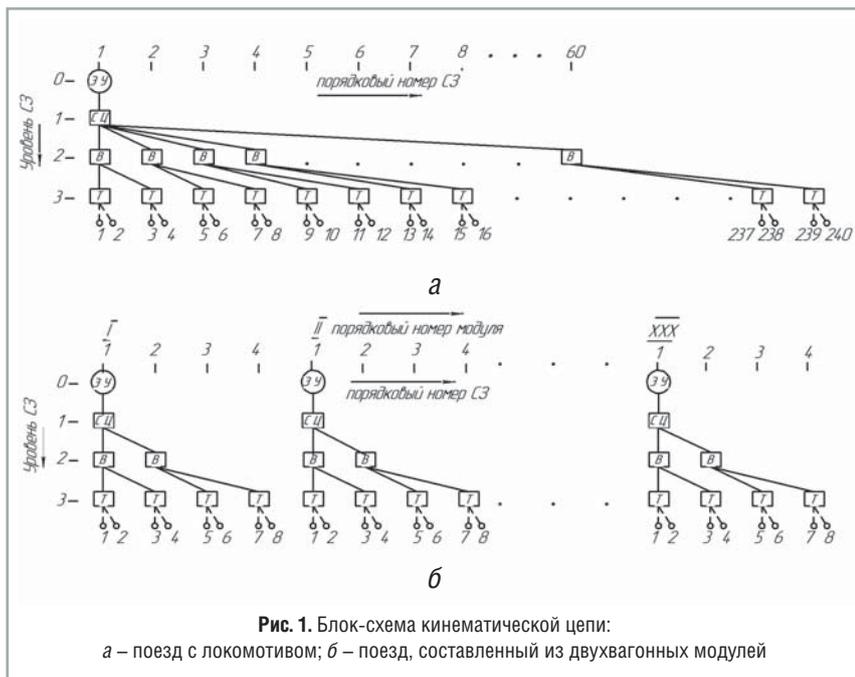


Рис. 1. Блок-схема кинематической цепи:
а – поезд с локомотивом; б – поезд, составленный из двухвагонных модулей

исследования, что является одной из задач последующих исследований.

На данном этапе исследований не ставится цель определения абсолютных суммарных потерь в кинематической цепи поезда, а делается попытка оценить

по горизонтальному участку пути с учетом потерь на перекачивание колесных пар, в их подшипниках, подрессоренной вагонной тележке, а также аэродинамических потерь.

Очевидно, что КПД модуля (см. рис. 1) выше, чем КПД поезда с локомотивом, так как в

последнем случае используется значительно большее число внутренних КЦ, каждая из которых создает дополнительные энергетические потери. Заметим, что КПД модуля однозначно определяет и КПД всего поезда, составленного из этих модулей.

В традиционном составе с локомотивом изменение тягового усилия, возникающего в сцепке между вагонами, пропорционально возрастает по мере приближения вагона к локомотиву. Для рассмотрения в качестве примера принят состав из 60 вагонов (рис. 2). Те же показатели определены применительно к составу из 60 вагонов, но сформированному из трехвагонных модулей. Преимущества последней схемы очевидны:

- в модульной схеме значительная часть внутренних КЦ заменена электрическими связями за счет прямого соединения ЭУ тягового вагона с контактной сетью;

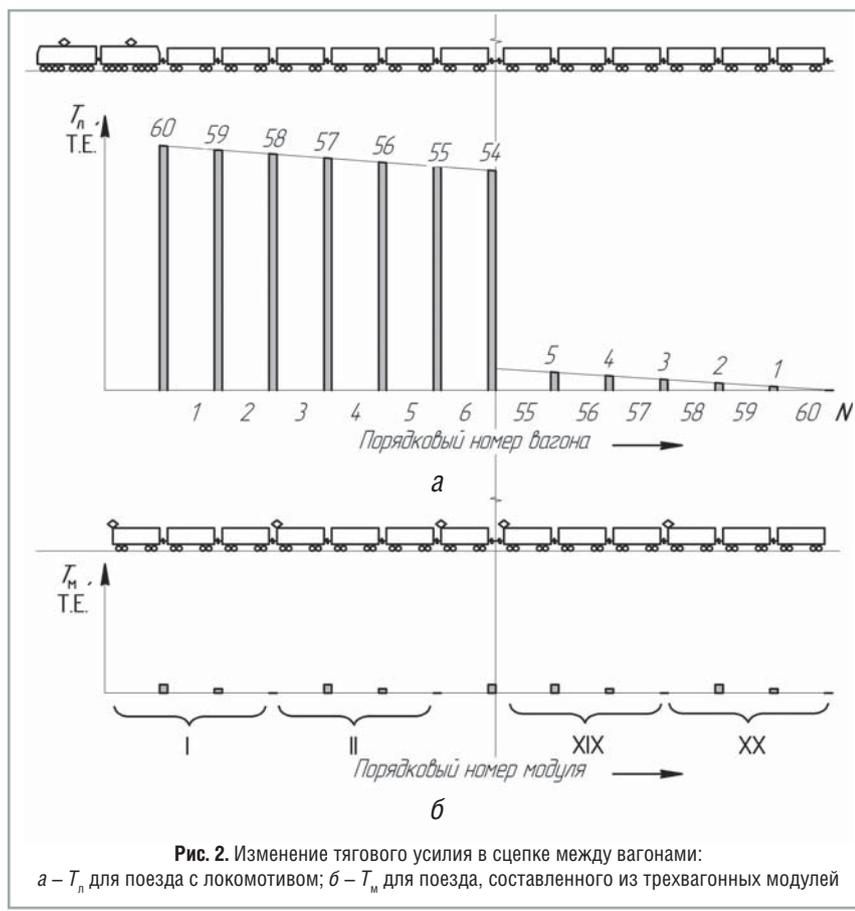


Рис. 2. Изменение тягового усилия в сцепке между вагонами:
а – T_n для поезда с локомотивом; б – T_m для поезда, составленного из трехвагонных модулей

- каждый тяговый вагон перемещается самостоятельно без использования сцепного устройства;
- в сцепке между модулями отсутствует тяговое усилие;
- тяговое усилие, передаваемое на первый вагон поезда с локомотивом, составляет 60 Т.Е., в то время как максимальное тяговое усилие в данном модуле всего 2 Т.Е.

Первые три условия обеспечивают снижение энергопотребления модульным поездом за счет уменьшения непроизводительных потерь в сцепном устройстве.

Четвертое условие принципиально меняет требования к конструкции вагона. Разрывное усилие, а соответственно и ударная нагрузка, передаваемая на нижнюю раму первого вагона (а в составе с локомотивом любой вагон может оказаться первым), как видно из представленных схем, в 30 раз больше, чем максимальное значение этого усилия в модуле. Соответственно может быть значительно уменьшена и металлоемкость несущей рамы вагона, воспринимающей пониженное разрывное (ударное) усилие. С учетом того, что масса тележек, бортов вагона, платформы остается без изменений, то (предварительные расчеты) масса порожнего вагона будет снижена примерно на 12...15 %, что позволит пропорционально увеличить массу перевозимого вагоном груза (нетто).

Рассмотрим возможность повышения энергоэффективности состава за счет снижения фрикционных потерь в сцепном устройстве при использовании модульной схемы.

Суммарное тяговое усилие $T_{л}$ (Т.Е.), передаваемое через сцепные устройства поезда с локомотивом, определяем по формуле

$$T_{л} = \frac{N(N+1)}{2}, \quad (1)$$

где N – число вагонов в составе.

Для определения абсолютной величины фрикционных потерь $T_{фр}$ для поезда с локомотивом в сцепке необходимо экспериментально установить КПД $\eta_{сц}$ сцепного устройства (одна из задач предстоящих экспериментальных исследований)

$$T_{фр} = (1 - \eta_{сц}) T_{л}. \quad (2)$$

Если сцепное устройство представить как механический компенсатор, то можно допустить $\eta_{сц} \approx 0,96$, то есть ориентировочно безвозвратно теряется в каждом сцепном устройстве около 4 % действующего в нем тягового усилия.

Суммарное тяговое усилие $T_{м}$ (Т.Е.), передаваемое через сцепные устройства поезда модульного типа, определяем по формуле

$$T_{м} = \frac{N}{n} z, \quad (3)$$

где n – число вагонов в модуле; z – суммарное число тяговых единиц в модуле, Т.Е.

Зависимость z от числа n вагонов в модуле представлена ниже:

n	2	3	4	5	6
z	1	3	6	10	15

Энергетическую эффективность от применения модульной схемы оцениваем коэффициентом $K_{сн}$ снижения нагрузки на сцепное устройство

$$K_{сн} = \frac{T_{м}}{T_{л}} = \frac{2z}{n(N+1)}. \quad (4)$$

Коэффициент снижения нагрузки на сцепное устройство и фрикционные потери в сцепке зависят от числа вагонов в модуле с учетом общего числа вагонов в составе (табл. 1). В примере число N стабилизировано в пределах 60 вагонов. По аналогии, используя зависимости (1)...(4), можно выполнить расчеты для различных сочетаний N и n .

Сопоставительный анализ, выполненный в рамках упрощенного экспресс-метода, может быть представлен также в виде интегрального критерия, названного

Таблица 1

Число вагонов		Число тяговых единиц в модуле z	Коэффициент снижения нагрузки на сцепное устройство $K_{сн}$	Фрикционные потери в сцепке, Т.Е.	
в модуле n	в составе N			поезда с локомотивом $(1 - \eta_{сц}) T_{л}$	модульного поезда $(1 - \eta_{сц}) T_{м}$
2	60	1	0,016	73,2	1,2
3	60	3	0,032	73,2	2,4
4	60	6	0,046	73,2	3,6
5	60	10	0,066	73,2	4,8
6	60	15	0,081	73,2	6

нами коэффициентом энергетической эффективности (КЭЭ) силовой установки, который достаточно близок к значению КПД сцепного устройства.

В качестве полезной работы, совершаемой ЭУ, примем тяговое усилие, необходимое для транспортировки всех вагонов поезда и численно равное количеству вагонов в поезде, умноженному на условную тяговую единицу (Т.Е.)

$$T_{пол} = N \cdot 1 \text{ Т.Е.}$$

За непроизводительные потери (Т.Е.) примем фрикционные потери в сцепке поезда $T_{фр}$. Тогда по аналогии с понятием КПД предложенный критерий для поезда с локомотивом определится по выражению

$$КЭЭ_{л} = \frac{T_{пол}}{T_{пол} + T_{фр}} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{сц})T_{л}}$$

или после преобразования

$$КЭЭ_{л} = \frac{1}{1 + (1 - \eta_{сц}) \frac{N+1}{2}} \quad (5)$$

Определим коэффициент энергетической эффективности ЭУ для поезда, состоящего из модулей

$$КЭЭ_{м} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{сц})T_{м}} = \frac{N}{N + (1 - \eta_{сц}) \frac{N}{n} z}$$

или после преобразования

$$КЭЭ_{м} = \frac{1}{1 + (1 - \eta_{сц}) \frac{z}{n}} \quad (6)$$

На основании формулы (6) еще раз убеждаемся в том, что КПД модульного состава не зависит от числа вагонов в поезде.

Для различных вариантов комплектаций состава при $\eta_{сц} \approx 0,96$ расчеты КЭЭ дали следующие результаты. Для поезда из 60 вагонов с локомотивом $КЭЭ_{л} = 0,45$, для поезда, состоящего из модулей, $КЭЭ_{м}$ приведен ниже:

Число вагонов в модуле ...	2	3	4	5	6
$КЭЭ_{м}$	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91

На первый взгляд очевидно энергетическое преимущество двухвагонного модуля. Однако решение по выбору оптимального модуля может быть принято только в результате экономического обоснования, что также является направлением предстоящих исследований. При этом следует учесть, что тяговый вагон может менять категорию, то есть число прицепных вагонов можно варьировать в зависимости от их собственной массы и степени загрузки.

Еще одно преимущество модульной схемы – это существенное повышение эксплуатационного КПД подвижного состава. Любой локомотив имеет вполне определенную (конечную) установленную мощность, которая реализуется на 100 % только при условии транспортировки большегрузного поезда, что в реальных условиях эксплуатации подвижного состава далеко не всегда может быть обеспечено. Таким образом, зачастую силовая установка локомотива оказывается недогруженной, а пропорционально снижению нагрузки на локомотив уменьшается его эксплуатационный КПД, который при холостом перегоне достигает нулевого значения.

При использовании модульной схемы этот недостаток автоматически исключается, так как суммарная установленная мощность всех тяговых вагонов не является фиксированной, а пропорциональна числу вагонов в составе. Таким образом, эксплуатационный КПД модульного состава независимо от его общей грузоподъемности остается стабильно равным единице. Модульная схема также позволяет комплектовать состав любой грузоподъемности, ограничение числа вагонов в составе определяется только максимальной электрической мощностью контактной сети.

Принципиальное преимущество модульной схемы заключается также в расширении возможности рекуперации электрической энергии в контактную сеть при торможении (остановке) поезда путем электродинамического торможения энергоустановками



Рис. 3. Схема к определению $T_{пол}$ и T_{Σ}

Таблица 2

Число вагонов в составе	5	10	20	30	40	50	60
Суммарное тяговое усилие, Т.Е.	5,66	12,6	31,56	60,08	103	167,5	264,5
КПД сцепного устройства	0,883	0,793	0,634	0,5	0,388	0,3	0,23

тяговых вагонов. За счет этого в большинстве случаев при снижении скорости движения поезда будет обеспечиваться преобразование кинетической энергии поезда в электрическую и возврат ее в контактную сеть. По результатам проведенных нами экспериментальных исследований троллейбусов средний коэффициент рекуперации составляет около 30 %.

Возможности использования для этой цели локомотива существенно ограничены ввиду недостаточности силы его сцепления с железнодорожным полотном. Традиционный поезд тормозит исключительно за счет механической системы торможения вагонов состава.

И еще один недостаток традиционной схемы. Локомотив, имеющий массу до 300 т и являясь мощным источником вибрации, создает динамическую сосредоточенную нагрузку, разрушающе действующую на железнодорожные мосты, пути и окружающие строения. При использовании модульной схемы этот недостаток исключается.

КЭЭ в качестве интегрального критерия позволили использовать упрощенную методику сопоставительного анализа энергетической эффективности модульной схемы формирования железнодорожного состава в сравнении с традиционной. В рамках предварительного анализа не ставилась цель получения интегрального критерия с высокой степенью достоверности, но очень важным являлась убедительность доказательства принципиальных преимуществ предлагаемого технического решения.

Теперь представим более строгое доказательство зависимости, определяющей энергетические потери в сцепном устройстве поезда с локомотивом. Сразу отметим, что в последовательной кинематической цепи имеет место нелинейное нарастание фрикционных потерь [2, 4]. Эта нелинейность возрастает с увеличением длины КЦ. Таким образом, если применительно к модулю с небольшим числом вагонов КПД сцепного устройства можно принять постоянным, то для состава с локомотивом такое допущение приводит к существенной ошибке.

Так же, как это было принято выше, для анализа используем условную тяговую единицу (Т.Е.).

Из схемы (рис. 3) можно понять, как изменяется соотношение между усилием тяги, обеспечивающим работу по транспортировке вагонов, и суммарным усилием тяги на локомотиве с учетом непроизводительных (фрикционные) потерь в сцепке.

Усилие тяги, необходимое для транспортировки N вагонов, будем считать показателем, определяющим полезную работу, выполняемую локомотивом: $T_{пол} = N \cdot 1$ Т.Е. Поэтому в расчетах принимаем условие $T_{пол} = N$. (7)

Суммарное тяговое усилие T_{Σ} на локомотиве определяется суммой усилий T_i на транспортировку каждого i -го вагона с учетом фрикционных потерь, возникающих в сцепном устройстве под действием i -го усилия при передаче его по данному элементу кинематической цепи. С учетом T_i и КПД сцепного устройства $\eta_{сц}$ запишем зависимость для определения суммарного тягового усилия на локомотиве

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_i + \dots + T_N = \frac{1}{\eta_{сц}} + \frac{1}{\eta_{сц}^2} + \frac{1}{\eta_{сц}^3} + \dots + \frac{1}{\eta_{сц}^i} + \dots + \frac{1}{\eta_{сц}^N} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{\eta_{сц}^i}. \quad (8)$$

На основе зависимостей (7) и (8) определяем КПД сцепного устройства поезда

$$\eta_{л} = \frac{N}{T_{\Sigma}} = \frac{N}{\sum_{i=1}^N \frac{1}{\eta_{сц}^i}}. \quad (9)$$

Результаты проведенного на основе указанных зависимостей энергетического расчета (рис. 4)

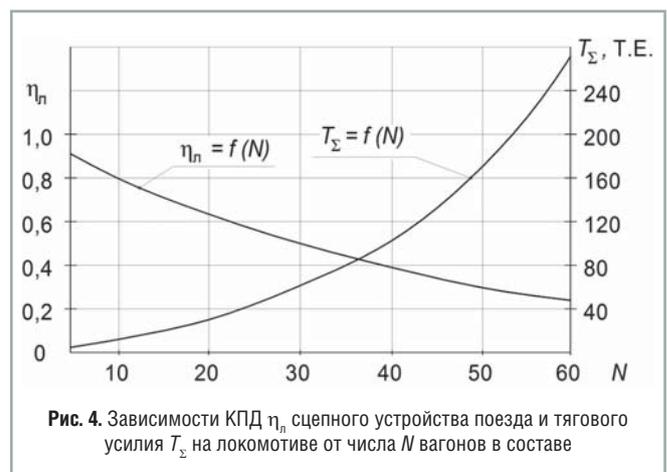


Рис. 4. Зависимости КПД η_n сцепного устройства поезда и тягового усилия T_{Σ} на локомотиве от числа N вагонов в составе

цепного устройства грузового поезда при условии, что КПД одного элемента сцепного устройства $\eta_{\text{сц}} \approx 0,96$, приведены в табл. 2.

Рассматриваемая кинематическая цепь энергетически иррациональна – увеличение тягового усилия и, соответственно, числа транспортируемых вагонов приводит к резкому снижению КПД энергоустановки, так как значительная часть ее энергии затрачивается на преодоление непроизводительных потерь, возникающих в сцепном устройстве. Возникает парадокс: чем больше мощность энергетической установки, тем ниже ее энергетическая эффективность. С применением модульной схемы комплектования железнодорожного состава этот недостаток практически исключается.

Поскольку КПД сцепки определяется показательной функцией, то, естественно, значение его очень чувствительно к величине основания функции.

На данный момент нам эта величина не известна, поэтому необходимы соответствующие экспериментальные исследования. Вероятнее всего, что эта величина не имеет постоянного значения, а существенно зависит от качества железнодорожного полотна.

Литература

1. **Александров И.К.** Определение потерь в механических трансмиссиях с учетом нагрузочных режимов // Техника в сельском хозяйстве. – 1999. – № 1. – С. 20-24.
2. **Александров И.К.** Энергетическая неэффективность разветвленных кинематических цепей // Вестник машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 20-28.
3. **Александров И.К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона – Кулона // Вестник машиностроения. – 2010. – № 5. – С. 8-15.
4. **Aleksandrov I.K.** Determining the Losses in Kinematic Pairs and Mechanical Transmissions on the Basis of the Amontons-Coulomb // ISSN 1068-798X, Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30, No 5. – P. 435-441.
5. **Aleksandrov I.K.** Energy Inefficiency of Branched Kinematic Chains // ISSN 1068-798X, Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30, No 4. – P. 335-342.
6. **Александров И.К.** Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах: монография. – Вологда: ВоГТУ, 2011. – 244 с.



119071, Россия, г. Москва,
Ленинский проспект, д. 29,
офис № 628
www.balcity.ru

Телефон: +7 (495) 955 41 95
Факс: +7 (495) 783 84 92
E-mail: balcity@balcity.ru
sales@balcity.ru

РЕКЛАМА

ООО «БАЛСИТИ» – крупнейший производитель автомобильных баллонов для сжиженного углеводородного газа



Компания ООО «Балсити» остается крупнейшим в России производителем автомобильных баллонов для сжиженного углеводородного газа, занимая лидирующие позиции на российском рынке.

За 10-летний период производственной деятельности компания освоила и поставила потребителям значительное количество как стандартных баллонов цилиндрической формы вместимостью от 30 до 220 л, так и специальных спаренной и тороидальной форм вместимостью от 42 до 95 л различной конструкции более 60 наименований, из которых свыше 50 % занимают специальные. Постоянное обновление производственных мощностей, подготовка и переподготовка кадров, проведение комплекса испытаний и контроля являются залогом стабильности и качества производимой компанией товарной продукции.

ООО «Балсити» остается эксклюзивным поставщиком автомобильных баллонов для сжиженного углеводородного газа на конвейер Горьковского автозавода.

На предприятии компании внедрена и действует система менеджмента качества в соответствии с ГОСТ Р ИСО 9001-2008 (ISO 9001-2008). Баллоны сертифицированы по Международным правилам ЕЭК ООН № 67-01 с дополнениями 1-9, а также на соответствие требованиям Технического регламента «О безопасности колесных транспортных средств», что обеспечивает их применение в топливных системах различных типов автомобилей, использующих в качестве топлива сжиженный углеводородный газ (пропан, бутан и их смеси) под давлением 2,0 МПа.

В 2011 году «Волгабас» на четверть увеличил выпуск автобусов

2011 год стал одним из самых насыщенных в истории автобусного холдинга. Совместно с иностранными партнерами компания запустила проект по выпуску автобусов малого класса, который значительно изменил производственную программу ГК «Волгабас».



Производство автобусов малого класса в мае было представлено В.В. Путину на межрегиональной конференции «Стратегия развития Юга России». Проект развивался очень быстро, и всего через два месяца появился первый образец автобуса малого/среднего класса «Ритмикс». А в конце года новая машина пошла в серию.

К настоящему моменту на производственных мощностях холдинга выпущено уже более 200 автобусов. У «Ритмикса», помимо городской, появились пригородная и школьная модификации.

Сильные позиции ГК «Волгабас» на рынке традиционных больших автобусов укрепились за счет реализации ряда масштабных региональных, ведомственных и корпоративных проектов. 20 городских машин на базе шасси КАМАЗ отправились в Оренбург. Эти автобусы оборудованы новейшей компьютерной системой на базе «Глонасс», позволяющей пассажирам на остановках с точностью до секунды знать время до прихода автобуса. Эта же система позволяет диспетчерам в режиме реального времени отслеживать движение автобусов на маршруте и

при необходимости корректировать расписание.

В 2011 г. получило продолжение многолетнее сотрудничество ГК «Волгабас» с петербургскими транспортниками. И без того значительное число автобусов производства этого предприятия на маршрутах северной столицы пополнилось 40 новыми низкопольными моделями «СитиРитм».

Волжские автобусы уже не раз подтверждали свою надежность в самых суровых климатических условиях. Компания много лет успешно поставляет и эксплуатирует свою технику в сибирском регионе. В основном это утепленные междугородные автобусы для вахтовых перевозок. В 2011 г. «Волгабас» расширил географию поставок. Первые машины отправились в одну из самых северных точек России – г. Певек на Чукотке.

Данные по выпуску автобусов предприятиями холдинга «Волгабас» в 2011 г.

Модель	Число
«Ритмикс» (midi-bus)	16
«Дельфин» (coach)	1
«Дельта» (Intercity)	137
«СитиРитм-15» (Low floor city bus)	83
«СитиРитм-12» (Low floor city bus)	162
«СитиРитм-12» (Standard city bus)	103
Всего	502

Компания также вышла на украинский рынок, причем не только с готовой продукцией. Совместно с партнерами в г. Красный Луч Луганской обл. открыт производственный комплекс, выпускающий городские, пригородные и междугородные машины серии «Дельта».

Одним из важнейших событий года стало подписание соглашения с ОАО «Газпром», в рамках которого ГК «Волгабас» планирует наладить серийный выпуск автобусов с двигателями, работающими на природном газе. В настоящее время научный центр холдинга проводит необходимые исследования и ведет разработку прототипа.



Проблема унификации терминов и определений в области производства и использования газомоторного топлива

Л.А. Гнедова,

старший научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,

К.А. Гриценко,

научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,

Н.А. Лапушкин,

начальник лаборатории ООО «Газпром ВНИИГАЗ», к.т.н.,

В.Б. Перетряхина,

старший научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,

И.В. Федотов,

старший научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ», к.т.н.

Анализируется применяемая терминология, рассматриваются типичные ошибки, встречающиеся при переводе статей, стандартов в области производства и использования газомоторного топлива. Рекомендуются словари для проверки правильности применяемой терминологии.

Ключевые слова: унификация, термины, определения, сжатый природный газ, сжиженный природный газ, сжиженный углеводородный газ, стандарты.

Problem of unification of terms and definitions in the field of manufacture and use gas fuel

L.A. Gnedova, K.A. Gritsenko, N.A. Lapushkin,

V.B. Peretryakhina, I.V. Fedotov

Uniform application of terms and definitions in the field of names of processes and the gas equipment frequently isn't present branch both among experts, and in the standard documentation. Absence of ordering of terms and definitions in this area leads to different interpretations in standard base, them diversity. Applied terminology is analyzed, the typical errors meeting while translating of articles, standards in the field of manufacture and use gas fuels are considered. Dictionaries for check of correctness of applied terminology are recommended.

Keywords: unification, terms, definitions, compressed natural gas (CNG), liquefied natural gas (LNG), liquefied petroleum gas (LPG), standards.

производства и использования ГМТ на основе сжатого природного (СПГ), сжиженного природного (СПГ), а также сжиженного углеводородного (СУГ) газов приводит к различиям в нормативной базе, наименовании продуктов и технологических процессов, причем даже среди специалистов.

Проблема становится все более актуальной – увеличивается число переводов научных статей, стандартов и т.п., часто публикуются некачественно переведенные тексты (в том числе с использованием онлайн-перевода через интернет) иностранных авторов и даже нормативной документации. В издающихся ГОСТах, отечественных ведомственных и корпоративных СТО (стандарты технические отраслевые) встречаются различные наименования одного и того же понятия. В результате, как отмечено в [1], терминология газовой промышленности в настоящее время характеризуется отсутствием четких определенных понятий: при рассмотрении даже основных терминов видно, что специалисты одно и то же понятие понимают по-разному. Неточное или слишком широкое употребление терминов может привести к методологическим, а по существу и к фактическим ошибкам при переводе [2].

Термины не являются чем-то раз и навсегда данным. Могут изменяться содержание или форма термина, научного понятия и обозначающий их знак. Несовершенство терминологии приводит к нестыковке нормативной документации, правовой незащищенности, нарушению технологий и в конечном счете – к финансовым потерям.

Следует заметить, что сложившаяся устоявшаяся единая терминология, относящаяся к газомоторному топливу, поддерживается благодаря усилиям редакторов в ряде отраслевых журналов. Однако в интернет-изданиях, переводных материалах и даже в нормативной литературе терминологического единства нет.

В настоящее время терминология, применяемая в области производства и использования газомоторного топлива (ГМТ), далека от унификации. Понятия, термины для

обозначения продуктов, технологий и оборудования имеют различную смысловую нагрузку.

Отсутствие систематизации терминов и определений в области

Рассмотрим примеры разночтений, а также динамику изменения содержания терминов в практике их применения в газомоторной отрасли.

Для наглядности термины, относящиеся к газомоторной тематике и отражающие современные понятия и процессы, выделены жирным шрифтом, а архаичные, nereкомендованные, неверно переведенные, неправильные, в нашем понимании, термины выделены жирным курсивом.

К наиболее распространенным видам газомоторного топлива в мире и в РФ в настоящее время относятся СУГ, КПГ, СПГ, биометан. Широкое применение газомоторного топлива на отечественном транспорте началось в начале 80-х гг. прошлого века, и к концу этого периода назрела необходимость в корректировке применяемых терминов.

До 1988 г. использовали термины **СНГ – сжиженный нефтяной газ** и **СПБГ – сжиженный пропан-бутановый газ**. После введения в действие 01.07.1988 г. ГОСТ 27578–87 «Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта. Технические условия» стал применяться термин **СУГ – сжиженный углеводородный газ**, который в начале 90-х гг. прошлого века практически вытеснил из употребления прежние.

После введения в 1994 г. новой редакции ГОСТ 27577–87 «Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания» вместо термина **сжатый природный газ – СПГ** в нормативных документах стали использовать термин **компримированный природный газ – КПГ** (от лат. *comprimere* – сжимать, подвергать газ сжатию компрессором [3]).

Один из наиболее употребительных видов газомоторного топлива – **сжиженный природный газ – СПГ**. Его терминологическое значение остается стабильным, однако в текстах встречаются две типичные ошибки, которые приводят к терминологической путанице.

1. Термин **сжиженный газ**, который без дополнительного определения (природный или углеводородный) делает неясным, о каком виде ГМТ (СПГ или СУГ) идет речь. В качестве примера можно привести Правила безопасности при эксплуатации автомобильных заправочных станций **сжиженного газа** ПБ12-25-03 (неполное наименование термина, понятия), в которых только из текста нормативного документа можно понять, что термин относится к области регулирования СУГ.

2. Ошибки, обычно связанные с неверным (буквальным) переводом понятия **compressed natural gas** как **сжатый природный газ** (следовало употребить **компримированный**) и применением акронимного сокращения – **СПГ** (замена неверной аббревиатурой).

ПРИМЕР. Вот как переведены Правила № 110 ЕЭК ООН.

«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения:

I. Элементов специального оборудования механических транспортных средств, двигатели которых работают на **сжатом природном газе (СПГ)**;

II. Транспортных средств в отношении установки элементов специального оборудования официального утвержденного типа для использования в их двигателях **сжатого природного газа (СПГ)**».

ПРИМЕР. В каталоге стандартов РФ стандарт на КПГ Германии DIN 51624–2008 отнесен к стандартам на СПГ (неверный перевод термина **CNG** как **СПГ**, а не как **КПГ**) и в каталоге он значится под наименованием: «DIN 51624–2008. Автомобильное топливо. Сжиженный природный газ. Требования и методы испытания».

К числу ошибочных устаревших наименований и понятий можно отнести терминологию ГОСТ Р 17.2.2.06–99 «Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения содержания оксида углерода и углеводородов в отработавших газах газобаллонных автомобилей» (введен 16.11.1999 г.). В нем применяются, в частности, следующие термины с соответствующими определениями и сокращениями:

СНГ – сжиженный углеводородный (нефтяной) газ;

СПГ – компримированный (сжатый) природный газ.

В едином перечне продукции, подлежащей обязательной сертификации, утвержденном постановлением Правительства Российской Федерации от 01.12.2009 г. № 982 (в ред. от 17.03.2010 г. № 149, 26.07.2010 г. № 548, 20.10.2010 г. № 848, 13.11.2010 г. № 906), **сжиженного природного газа** нет. Однако в настоящее время готовится нормативный документ, регламентирующий применение СПГ на транспорте: ГОСТ «Газ горючий природный сжиженный. Топливо для двигателей внутреннего сгорания и энергетических установок. Технические условия». В нем предусматривается использование трех марок СПГ, отличающихся компонентным составом, для применения в качестве моторного топлива в виде СПГ и регазифицированного в КПГ, а также после регазификации в качестве топлива в энергетических установках.

Одним из наиболее употребляемых видов газомоторного топлива и соответственно терминов является **КПГ**. Со временем менялось содержание этого понятия и соответственно определение термина.

Первым нормативным документом, регламентирующим применение природного газа в качестве

Обозначение	DIN 51624–2008
Заглавие на русском языке	Автомобильное топливо. Сжиженный природный газ . Требования и методы испытания
Заглавие на английском языке	Automotive fuels - Compressed natural gas - Requirements and test methods

газomotorного топлива, были ТУ 51-166–83 «Газ горючий природный сжатый, топливо для газобаллонных автомобилей», утвержденные Мингазпромом СССР. ТУ были разработаны на базе выполненных ВНИИГАЗом, НАМИ и НИИАТом исследований влияния различных составов газа на эффективные показатели работы автомобилей. Для универсальности регулировок топливной аппаратуры газовых двигателей было предложено разделение всех газов, используемых в качестве моторного топлива, на два типа. Впоследствии качество КПГ регулировалось следующими стандартами, в которых изменялась и формулировка, определяющая понятие КПГ:

ГОСТ 27577–87 «Газ природный топливный сжатый для газобаллонных автомобилей. Технические условия»;

ГОСТ 27577–2000 «Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия».

Как мы видим, в наименовании КПГ изменялись определения **горючий** на **топливный**, **сжатый** на **компримированный**. Следует отметить, что к моменту ввода в действие последней редакции ГОСТ 27577–2000 (2002 г.) термин **компримированный природный газ** еще не стал привычным, поэтому различное наименование понятия **КПГ** встречается пять раз в последней редакции.

1. В наименовании стандарта: «Газ природный **топливный компримированный** для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия».

2. В п. 1: Область применения: Настоящий стандарт распространяется на **природный компримированный газ** (далее – газ), применяемый в качестве альтернативного топлива для двигателей внутреннего сгорания транспортных средств: автомобилей, железнодорожного транспорта, речных судов и сельскохозяйственной техники (опущено определение топливный).

3. В п. 3.1: **Природный топливный компримированный газ** получают из горючего природного газа...(инверсия определений и существительного).

4. В п. 7: ...Заправщик (ГНКС) гарантирует соответствие качества **компримированного природного газа**...

5. Ключевые слова: **компримированный природный газ**... (по сравнению с п. 1 инверсия определений).

Как мы видим, терминологического единства нет даже в пределах одного документа.

ПРИМЕР. В СТО Газпром РД 2.5-141–2005 «Газораспределение. Термины и определения» используется понятие **газ природный топливный сжатый** для двигателей внутреннего сгорания, но применяется к нему аббревиатура – **КПГ**.

ПРИМЕР. СТО Газпром 041–2008 «Газ горючий природный, конденсат газовый и продукты их переработки. Термины и определения», введенный 14.05.2009 г., в качестве терминов и определений, относящихся к ГМТ, предлагает следующие:

«3.6 **газ горючий природный компримированный**: Газ горючий природный в газообразном состоянии, используемый как топливо для двигателей внутреннего сгорания.

3.7 **газ горючий природный сжиженный**; **СПГ**: Газ горючий природный, который был сжижен после специальной подготовки с целью хранения или транспортировки».

Тавтологическое употребление прилагательных **горючий**, **топливный** по существу к термину **природный газ** ничего не добавляет, они являются лишними (не случайно при переводе на английский язык обычно используют термин без дополнительных прилагательных – natural gas). Кроме того, топливным природный газ может быть только, если он горюч. В СТО Газпром 041–2008 термин **газ горючий природный (ГПП)** используется постоянно как основное понятие, с добавлением дополнительных

прилагательных (например: **ГПП попутный**, **ГПП сухой**, **ГПП высокого давления** и т.п.). Однако какого-либо иного значения термина **природный газ** в отличие от термина **газ горючий природный** не приведено. Возникает впечатление, что существуют неназванные сорта природного газа – негорючие и не пригодные к использованию в качестве топлива. Однако ГОСТ Р 53521–2009 «Переработка природного газа. Термины и определения», введенный в действие 14.12.2009 г., содержит следующее определение:

«2 **природный газ**: Газообразная смесь, состоящая из метана и более тяжелых углеводородов, азота, диоксида углерода, водяных паров, серо-содержащих соединений, инертных газов».

Такое определение не оставляет места сомнениям в горючести природного газа и пригодности к использованию в качестве топлива. На наш взгляд, не следует применять при разработке единой терминологической системы ГМТ прилагательных, не несущих какой-либо дополнительной информации.

В соответствии с существующей отечественной нормативной базой (ГОСТ 27577–2000) КПГ получают из горючего природного газа, транспортируемого по магистральным газопроводам или городским газовым сетям, при этом не предусмотрено измерение и изменение компонентного состава газа. В связи с этим регазифицированный СПГ до введения нового ГОСТа на СПГ, строго говоря, не является КПГ, который произведен по ГОСТ 27577–2000, и его нельзя заправлять в баллоны автомобильных транспортных средств, о чем свидетельствует выдержка из ГОСТ Р 51753–2001 «Баллоны высокого давления для природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах. Общие технические условия» (введен 1.01.2002 г.): «...стандарт распространяется на баллоны вместимостью от 20 до 500 л, рассчитанные на рабочее давление не более 40,0 МПа,

устанавливаемые на автомобильные транспортные средства и предназначенные для транспортирования, хранения и использования в качестве моторного топлива **сжатого природного газа** по ГОСТ 27577–2000».

В настоящее время сырьевая база и практика производства КПГ в нашей стране и за рубежом выводят это понятие за рамки вышеприведенного определения по ГОСТ 27577–2000. Так, КПГ может производиться из регазифицированного СПГ (используется в 11-м автобусном парке Москвы), в КПГ может добавляться биогаз, а также водород. Очищенный от серы биогаз используется в ряде стран как газомоторное топливо в сжиженном и компримированном видах, а в Германии он поступает в газотранспортную сеть и, соответственно, добавляется в КПГ (до 10 %). Стандартом Германии на КПГ DIN 51624–2008 это предусмотрено: «Допустима примесь биогаза в случае, если при смешивании обеспечивается соблюдение нормативных требований».

В перспективе возможно использование угольного метана, попутного газа нефтяных месторождений в качестве газомоторного топлива для газобаллонных автомобилей.

Таким образом, термин **КПГ** фактически имеет уже более широкое наполнение, в связи с чем национальная нормативная база на КПГ должна быть приведена в соответствие с современными требованиями к его качеству, допустимым добавкам и существующим способам получения.

Практика применения на АТС в компримированном виде природного газа, регазифицированного природного газа, биометана, Гайтана, водорода по существу расширяет понятие **КПГ** до компримированного газомоторного топлива. Для однозначного определения вида компримированного ГМТ необходимо добавлять уточнения, сужающие понятие до конкретного вида газомоторного топлива.

При переводе англоязычных статей можно рекомендовать пользоваться «Русско-английским / англо-

русским газомоторным словарем» (издание 2006 г., электронная версия – 2002 г.) [4]. Словарь предназначен для специалистов, работающих в области использования природного газа в качестве моторного топлива, насчитывает более 500 словарных статей, содержащих более 1000 терминов и терминологических словосочетаний, относящихся к производству и эксплуатации автомобильной газотопливной аппаратуры, баллонов высокого давления и газозаправочной техники. В приложении к словарю дается список сокращений, наиболее часто встречающихся в специальной литературе.

При подготовке следующей редакции этого словаря необходимо добавить новые понятия и определения.

1. Термины и определения, характеризующие моторные качества КПГ:

rate setting quality of CNG – нормирование качества КПГ;

total sulphur (sulfur) compounds in CNG – содержание серы в КПГ;

Wobbe index (Wobbe number) – число Воббе (встречается неправильный перевод *индекс Уэбба!*);

calorific power of combustion of air fuel mix – теплота сгорания смеси;

knock resistance – детонационная стойкость;

octane number – октановое число;

methane number (methane index) – метановое число;

LPG, liquefied petroleum gas – СУГ, сжиженный углеводородный газ (в словаре дан перевод устаревшим термином: *ГСН – газ сжиженный нефтяной*).

2. Термины, которые вошли в практику применения ГМТ в последнее десятилетие:

gas injectors – газовые инжекторы, газовые форсунки;

regasification – регазификация СПГ, получение природного газа из СПГ (в том числе КПГ без компримирования под высоким давлением);

biogas – биогаз;

bio-LNG (LBM – liquid bio methane; LBG – liquid biogas) –

жидкий биометан с содержанием более 98 % метана;

hythane – гайтан, смесь природного газа с водородом.

Можно также рекомендовать свести терминологию с достаточно обстоятельной электронной версией «Краткого толкового словарь по газу и нефти» [5]. Однако и в нем встречается устаревший термин: «**газ природный сжатый** (компримированный) (compressed) – производится как топливо для двигателей внутреннего сгорания (ГОСТ 27577–2000)».

Анализ показал, что даже в ГОСТах, СТО, правительственных документах нет терминологического единства, в связи с чем необходима разработка единой терминологической системы для обеспечения нужд информационного пространства научной, проектной, законодательной, нормативной, технологической, организационно-корпоративной, финансовой, юридической сфер деятельности, связанной с производством и применением газомоторного топлива.

Назрела необходимость разработки нормативного документа, в котором будет регламентировано применение новых понятий, входящих в практику производства и использования ГМТ, и соответствующих им терминов и определений.

Литература

1. Долгушин Н.В. Терминология и основные положения технологии газоконденсатных исследований. – Ухта: Изд-во СЕВЕРНИПИГАЗ, 2003.

2. Англо-русский и русско-английский словарь «ложных друзей переводчика». Под общ. руководством В.В. Акуленко. – М., Сов. Энциклопедия, 1969. – 384 с.

3. Словарь иностранных слов, 2006. Электронный ресурс: <http://www.newsis.ru/html/k/komprimirovat5.html>.

4. Русско-английский / англо-русский газомоторный словарь. Составители: Е.Н. Пронин, Л.А. Попова. – 3-е изд., доп. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2006. – 100 с.

5. Репин А.Г. Краткий толковый словарь по газу и нефти. (Brief gas-oil glossary). – М.: Изд-во «Газпром ВНИИГАЗ», 2009.

Газ на транспорте – один из ста шагов вперед

Е.Н. Пронин,

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

С.А. Порожняков,

зам. начальника лаборатории ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

Одним из стратегических направлений развития глобального газомоторного рынка, по мнению экспертов Международного газового союза, является расширение использования метана для заправки тяжелой транспортной техники. Железнодорожные локомотивы являются перспективным классом машин, который может максимально эффективно использовать компримированный (КПГ) и сжиженный (СПГ) природный газ.



СССР, реактивный опытный газотурбовоз

Со времен Стефенсона и братьев Черепановых инженерная мысль работает над различными вариантами повышения энергетической эффективности железнодорожных машин, а в последние годы и над повышением их экологической безопасности. Обобщенная информация по применению альтернативных дизельному топливу и электричеству энергоносителей на железнодорожном транспорте различных стран приведена в табл. 1, составленной по информации из различных источников.

Достаточно пристальное внимание уделяют железнодорожные конструкторы газотурбинным схемам. Газовые турбины устанавливают вместо дизельных двигателей. При этом удельная мощность локомотива остается прежней или даже возрастает, а масса и габариты силовой установки снижаются. Газотурбовозы (табл. 2) более эффективны в использовании на дальних скоростных магистральных перевозках. На коротких перегонах с неравномерными режимами работы лучше использовать газовые поршневые машины.

Таблица 1

Классификационные признаки		Страна применения
По виду используемого топлива	СУГ	Великобритания, Германия, США
	КПГ	Бразилия, Великобритания, Германия, Индия, Канада, Китай, Перу, Россия, СССР, США, Франция, Швейцария, Швеция
	СПГ (в том числе биометан)	Бразилия, Россия, США
По типу энергетической установки	С поршневым газодизельным ДВС	Бразилия, Великобритания, Германия, Индия, Канада, Китай, Перу, Россия, СССР, США, Франция, Швейцария, Швеция
	С газотурбинным двигателем	Великобритания, Германия, Канада, Россия, СССР, США, Франция
	С гибридной силовой установкой (водородные топливные элементы)	Канада, Китай, США
По роду службы	Маневровые локомотивы	Бразилия, Великобритания, Германия, Индия, Канада, Китай, Перу, Россия, СССР, США, Франция, Швейцария, Швеция
	Магистральные локомотивы	Бразилия, Великобритания, Германия, Индия, Канада, Китай, Перу, Россия, СССР, США, Франция, Швейцария, Швеция
	Рельсовые автобусы	Великобритания

Таблица 2

Модель газотурбовоза	Страна	Год создания	Мощность, кВт
Am 4/6	Швейцария	1941	1620
BR 18000	Великобритания	1949	1840
BR 18100	Великобритания	1961	3000
Westinghouse Blue Goose	США	1950	4000
ГП1-001	СССР	1964	2600
TGV 001	Франция	1969	
Jet Train	Канада	2002	1500
ГЭМ-10	Россия	2006	1000
ГТ1-001	Россия	2007	8300
4/6	Швейцария	1941	1620

Главными побудительными мотивами перевода железнодорожных локомотивов на газовое топливо являются результаты опытной эксплуатации отношения к газу у железнодорожников различных стран



Россия, самый мощный в мире газотурбовоз на СПГ

топливопо-прежнемуслужатэкологические и бюджетные ограничения. Несмотря на успешные

пока можно охарактеризовать как положительное, но с определенными оговорками.

Главным условием массового внедрения газа на локомотивах является существенная разница в цене топлива. Российский опыт показывает, что газификация локомотивов становится экономически целесообразной при стоимости газа на уровне 60 % стоимости дизельного топлива.

Для России с ее запасами природного газа, огромными расстояниями, наличием протяженных неэлектрифицированных участков железных дорог, северным завозом топлива, благоприятной разницей цен на метан и дизельное топливо газификация железнодорожного транспорта открывает новые перспективы развития. На форуме «Россия-2012» Председатель Российского Правительства В.В. Путин заявил о необходимости сделать 100 шагов вперед, чтобы стать привлекательной для инвесторов страной.

Одним из таких шагов, безусловно, является перевод железнодорожных локомотивов на природный газ. И начать нужно в Сочи с перевода на сжиженный метан маневровых локомотивов в Адлерском депо.



США, магистральный газотурбовоз на КПГ



США, газодизельный локомотив на СПГ

Электромобили сегодня уже реальность!

М.А. Цуладзе,
генеральный директор ООО «АЗС-ЭКСПО»

Крупнейшие мировые корпорации мобилизуют научно-технический потенциал и финансовые ресурсы, чтобы вырваться вперед в гонке за производство доступных по цене и удобных в эксплуатации электрокаров. Правительства и муниципальные структуры многих государств прикладывают серьезные усилия для ускорения этого процесса.

В России, богатой нефтью и газом, ситуация несколько иная. Нефтяные компании не заинтересованы в развитии этого сегмента рынка. У них на повестке дня – обеспечение производства в нужном объеме таких видов топлива как Евро-3, Евро-4 и т.д.

Однако жизнь берет свое. Российский рынок слишком лакомый кусок. Уже развернулась серьезная конкуренция по продвижению электрокаров на российском и всем постсоветском пространстве. Фирмы Mitsubishi, Renault и другие ведут целенаправленную работу. Тема эта интересная и пишется о ней много. Нас, как организаторов международной выставки «Автокомплекс-2012» (Автозаправочный комплекс. Автотехсервис. Гараж и паркинг), интересует проблема организации зарядки электрокаров, их

сервисного обслуживания, создания инфраструктуры.

Многим кажется, что электромобили – это несерьезно, неактуально и безмерно далеко, но на деле это уже реальность. В ряде стран сети зарядки и обслуживания электрокаров уже стали чем-то обыденным. В условиях перегруженности мегаполисов малогабаритные электрокары пришлось очень кстати.

Московская объединенная электросетевая компания (МОЭСК) взялась за создание инфраструктуры для столичных электромобилей. Обещано, что до первого июля текущего года зарядка в Москве будет безвозмездной. Партнерами объявленной программы выступают компании «РОЛЬФ Импорт», «Революта», Mitsubishi Motors.

Естественно, что на предстоящей выставке «Автокомплекс-2012», которая пройдет 24-26 октября, мы уделим должное внимание альтернативным видам топлива. Раздел «Газ как моторное топливо» будет представлен широко. Среди экспонентов будут следующие фирмы: FAS Flusiggas-Anlagen GmbH (Германия), ООО «Митекс» (г. Санкт-Петербург), ООО НПО «Ротор» (г. Люберцы), ООО «Техно Проект» (г. Псков), ООО «Еврогалс» (г. Москва) и другие.

Электромобили, системы их зарядки и сервисного обслуживания, несомненно, также должны быть представлены на выставке. Мы готовы оказывать всяческое содействие фирмам, муниципальным структурам, другим заинтересованным организациям в создании экспозиции, проведении конференций, семинаров, презентаций по этой тематике.

Будем также рады информационной поддержке и размещению на страницах научно-технических изданий материалов о выставке и последних достижениях в вопросах использования электроэнергии, а также альтернативного топлива для различных видов транспорта.

Одним из таких изданий является журнал «Транспорт на альтернативном топливе», который в этом году отмечает 5 лет. Проблематика, освещаемая на страницах издания, очень созвучна требованиям времени. Нас связывает плодотворное деловое сотрудничество, которое мы высоко ценим и надеемся на дальнейшее его продолжение. Хочу от имени ООО «АЗС-ЭКСПО» поздравить коллектив редакции журнала «Транспорт на альтернативном топливе» с 5-летним юбилеем и пожелать дальнейших творческих успехов. Будет хорошо, если редакция журнала «Транспорт на альтернативном топливе» организует специальную рубрику по вопросам развития инфраструктуры для электромобилей.

**Приглашаем к участию всех,
кто занимается этой тематикой!**

Более подробная информация о выставке на сайте:
www.autocomplex.net



На выставке «Автокомплекс-2011»

Электробус на городском маршруте

Л.А. Скрипко,

инженер-электротехник МАДИ (ГТУ), к.т.н.

Описывается принципиально новая городская транспортная система, где электробусы, оснащенные суперконденсаторами, подключаются к контактной сети на остановках для подзарядки. Математическая модель, построенная с использованием реальных параметров базовой модели ЛИАЗ и суперконденсаторов ЭЛТОН, доказала возможность создания такой транспортной сети. Преимущество такого электробуса заключается с одной стороны в его экологичности, а с другой – в универсальности, то есть в отсутствии постоянной привязки к контактной сети.

Ключевые слова: городской автобус, электромобиль, экологически чистый транспорт.

ElectroBus on the city route

L.A. Skripko

Article describes a city transport networks which may be an alternative of traditional buses. Conception of new electrobus is a supercapacitors charging while a bus stop. Battery compensates energy consumption for traffic but the charging system located near bus stop. The similar transport network is developed in Shanghai but for Russian cities it can be advanced technology. Author substantiated an efficiency of promising electrobus based on existing Russian bus and supercapacitors.

Keywords: city route, electrobus, bus stop, charging, supercapacitor.

В конце XX в., когда тема электромобилей становилась все более актуальной, инженеры, наряду с разработками реальных образцов, оценивали перспективность альтернативных видов энергии для транспорта и работали над общей концепцией развития этой индустрии. Интересна одна из идей американских ученых, предложивших проектировать будущие города с учетом эксплуатации только электромобилей. Улицы города должны располагаться параллельно и перпендикулярно друг другу через строго определенный интервал. По сути,

североамериканские города уже построены по такому принципу, поэтому их можно быстро

приспособить для задуманного. Идея состоит в возможности заряда электромобиля, пусть и кратковременного, на каждом светофоре. Передвигаясь таким образом по городу, электромобили обеспечиваются электроэнергией, достаточной, скажем, для 5-10 км пробега. И хотя запас хода небольшой, но раз на каком-либо светофоре электромобилю суждено остановиться, он подзарядится для дальнейшего движения.

Несомненно, идея интересная, но сложно реализуемая. Во-первых, сразу бросается в глаза проблема ограниченной эксплуатации электромобиля только в черте города. Во-вторых, не совсем понятен механизм заряда аккумуляторов. Если это некая бесконтактная система, работающая по принципу электромагнитной индукции, то электромобиль должен останавливаться точно над или под системой энергообеспечения, а в хаотичном городском движении это сделать непросто. Кроме этого, расстояние между источником и приемником бесконтактной

Параметры электробуса лиаз 5292

Параметры	Значения
Полная масса автобуса, т	18
Коэффициент аэродинамического сопротивления качению колесам	0,4 0,015
Площадь лобовой поверхности, м ²	8,05
Радиус колес, м	0,48
Передаточное отношение редуктора	6
Общая номинальная мощность асинхронных двигателей, кВт	280
Диапазон напряжений на выходе инвертора, В	0-630
Батарея суперконденсаторов Элтон 30ЭК 503Н	
масса, кг	1140
напряжение, В	855
емкость, Ф	25,3



Рис. 1. Зарядка суперконденсаторов на автобусных остановках

подключением к контактной сети, как это реализовано на троллейбусе (рис. 1). Задача водителя заключается в точной остановке электробуса под проводами контактной сети и поднятии токоприемников.

Преимуществом электробуса перед троллейбусом является отсутствие постоянной связи с электросетью, то есть электробус будет более универсальным и мобильным транспортным средством. Кроме этого, очевидна экономия за счет отказа от линии контактных проводов на всем протяжении маршрута.

С появлением энергоемких суперконденсаторов идея создания такого вида транспорта лежит на поверхности. В 2010 г. появилась информация об испытаниях электробусов Ultracap в Шанхае, разработанных компаниями Sinautec и Shanghai Aowei Technology (Китай), а также Sinautec Automobile Technologies и Foton America Bus (США).

Создание такой транспортной системы необходимо подкрепить расчетом и записать математическую модель движения электробуса по городскому маршруту. В качестве прототипа транспортного средства автором был выбран автобус ЛИА3 5292 полной массой 18 т. Для сравнения: шанхайский автобус имеет массу 11,4 т. Выбор данной модели автобуса непринципиален, она может быть определена в соответствии с потребностями перевозчика. При выборе энергетических параметров электробуса ориентирами являлись

системы будет достаточно большим, что увеличит потери при передаче электроэнергии.

Несмотря на сложности, идея может быть перспективной, если несколько сузить задачу. Прежде всего, можно

ограничиться городским транспортом. Это позволит разместить пункты заряда в определенных местах, равномерно распределенных на маршруте, а именно на автобусных остановках. Батареи проще заряжать

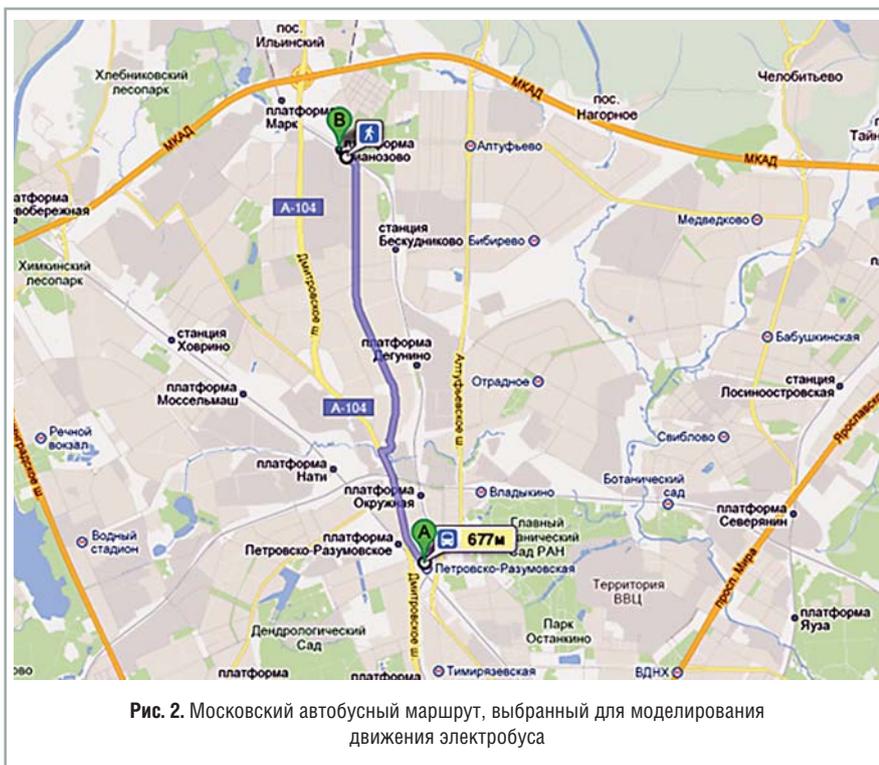
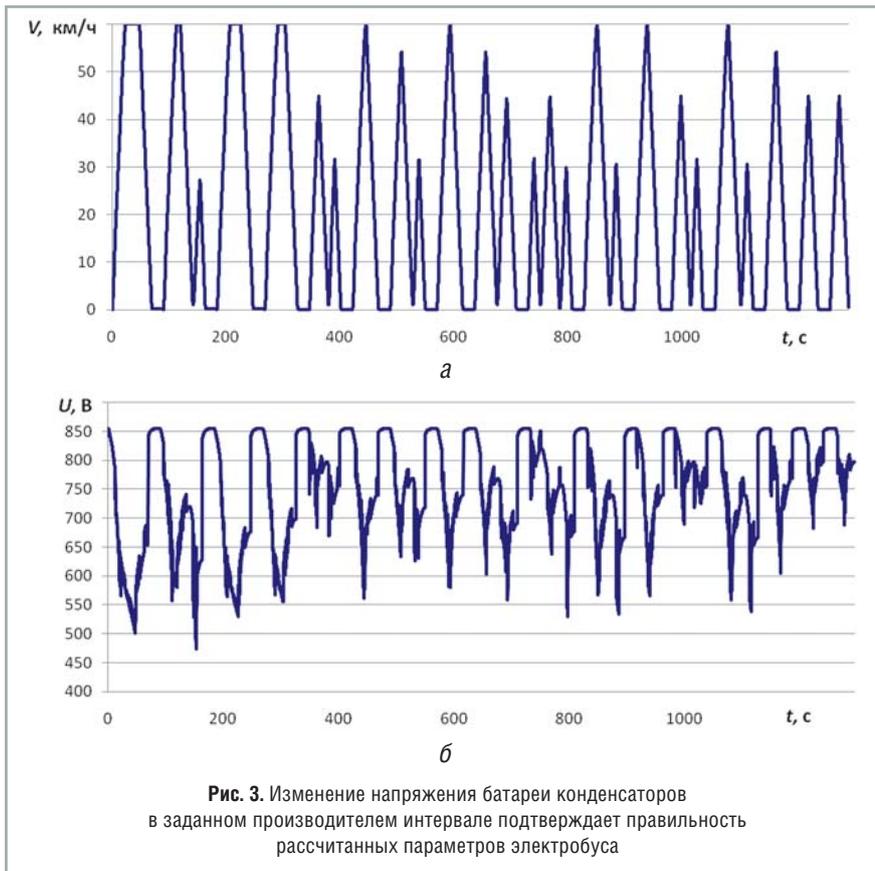


Рис. 2. Московский автобусный маршрут, выбранный для моделирования движения электробуса



данные гибридной версии ЛИАЗ 5292 (таблица).

Энергоемкость батареи суперконденсаторов (две параллельные ветви из 19 последовательно соединенных модулей) была выбрана в соответствии с необходимостью реализовать пробег электробуса между остановками. Выбор в пользу суперконденсаторов вместо аккумуляторной батареи обусловлен высокими мощностями заряда, то есть их способностью зарядиться в течение короткой остановки.

Моделирование момента сопротивления движению электробуса основывалось на известных зависимостях с учетом сил аэродинамического сопротивления, сопротивления качению и закона преодоления сил инерции при разгоне.

Для имитации движения электробуса в городе был выбран один из московских маршрутов (рис. 2). Было принято, что ускорение и замедление электробуса всегда одинаковы – $0,75 \text{ м/с}^2$, а максимальная скорость на маршруте не превышает 60 км/ч . Время каждой остановки определено экспериментально и принято равным 20 с .

Так как время остановки на светофорах не влияло на баланс энергии в конденсаторах, оно принято равным нулю. Сформированный таким образом цикл движения подтвердил адекватность рассчитанных показателей (скорость движения, ускорение, время остановки) данным маршрута. Общий пробег по маршруту составил 8 км , а время в пути – 22 мин .

Таким образом, график движения автобуса состоял из последовательных циклов, включающих разгон, равномерное движение, торможение и остановку. При моделировании движения электробуса по маршруту фиксировалось напряжение батареи конденсаторов, ток батареи и асинхронного двигателя, его мощность и другие показатели. Изменение напряжения батареи конденсаторов в диапазоне от максимально допустимых 900 В и не ниже 400 В , определенных производителем, подтвердило верность выбранного типа конденсаторов, напряжения и емкости батареи (рис. 3).

Попробуем оценить перспективность предложенного вида транспорта с экономической точки зрения. Если инфраструктура для зарядки батареи, то есть стоимость контактной сети на остановках, не должна превышать стоимость существующей для троллейбусов, то цена электробуса может оказаться достаточно высокой, что определяется затратами на закупку суперконденсаторов. При массовом производстве цена любой продукции снижается, но, к сожалению, на данный момент оценить стоимость батареи суперконденсаторов достаточно сложно.

Несмотря на дополнительные затраты при создании подобной транспортной системы, можно надеяться, что необходимость в переходе на экологически чистые источники энергии на транспорте перевесит чашу весов в пользу электробусов.

Снижение вредных выбросов городского автомобиля с бензиновым двигателем

А.З. Шарипов,
инженер РУДН,
С.В. Гусаков,
профессор, зав. кафедрой РУДН, д.т.н.,
В.Ф. Каменев,
профессор, начальник отдела НАМИ, д.т.н.

Приведены результаты испытаний и дан анализ эффективности методов и устройств для снижения выброса токсичных веществ с отработавшими газами до действующих и перспективных нормативных требований бензиновыми двигателями автомобилей массой до 3,5 т.

Ключевые слова: автомобиль, бензиновый двигатель, вредные выбросы, нормативные требования, прогрев двигателя.

Decreasing harmful emissions of the city car with the petrol engine

A.Z. Sharipov, S.V. Gusakov, V.F. Kamenev

The actual problem of decreasing harmful emissions by cars with petrol engines in weight up to 3,5t is discussed. Results of tests and the analysis of efficiency of methods and devices for decrease in emission of toxic substances with the exhaust gases of the engine is given.

Keywords: the car, the petrol engine, harmful emissions, normative requirements, warming up of the engine and neutralizer.

Рост автомобильного парка потребовал периодического обновления стандартов и ужесточения нормативных требований к выбросам вредных веществ (ВВ) автотранспортными средствами. Нормативы на предельно допустимые выбросы ВВ в европейском законодательстве с 1993 по 2010 г. ужесточились в 2,7 раза на оксид углерода и в 5,4 раза на суммарный выброс углеводородов и оксидов азота для категорий наиболее массовых автомобилей (рис. 1).

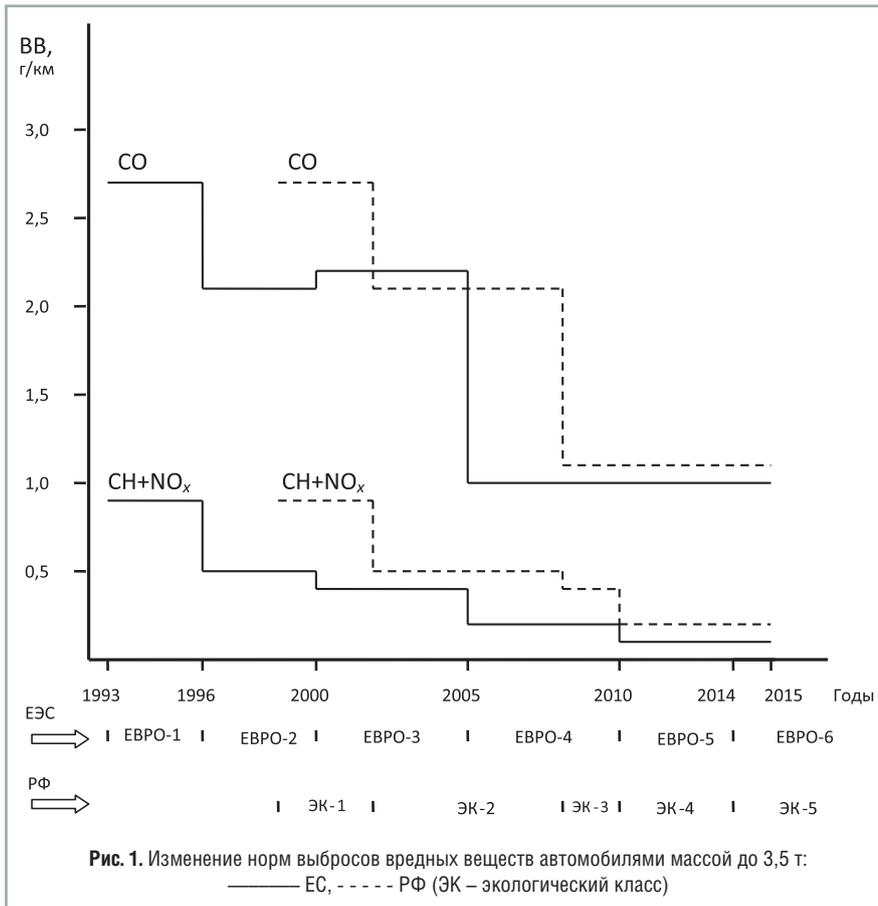
Одновременно с количественным ужесточением вредных выбросов в нормативных требованиях происходит и качественное изменение

экологических стандартов в сторону расширения видов нормируемых параметров, приближения испытательных циклов к действительным условиям эксплуатации автомобилей, учета климатических условий эксплуатации и сохранения экологических параметров в течение всего срока эксплуатации. Поэтому процедуры испытаний автомобилей при оценке их вредных выбросов, то есть ездовой цикл и условия испытаний, начали изменяться (таблица).

Анализ режимов работы автомобильного бензинового двигателя в условиях городской эксплуатации показывает, что на суммарные

вредные выбросы значительное влияние оказывает режим работы непрогретого двигателя после его холодного пуска. Поэтому принятый ранее в Правилах ЕЭК ООН № 83 (поправки 02 и 03) городской ездовой цикл для автомобилей, в основном легковых и грузопассажирских, массой до 3,5 т предусматривал перед началом испытаний прогрев двигателя в течение 40 с после холодного пуска, и только затем начинался отбор пробы отработавших газов для анализа. Однако такая процедура испытаний не отражает условия эксплуатации автотранспорта в Скандинавских странах и России, где средняя температура в зимнее время опускается ниже 0 °С. При работе непрогретого двигателя выброс автомобилем оксида углерода и углеводородов увеличивается в 1,5-2 раза. Поэтому начиная с поправки 04 к Правилам ЕЭК ООН № 83 в процедуре испытания (тип 1) по ездовому циклу был исключен режим предварительного прогрева в течение 40 с перед началом ездового цикла, что увеличило выброс двигателем СО и СН. Поправкой 05 к Правилам ЕЭК ООН № 83 были введены новый тип испытаний охлажденного до -7 °С автомобиля по фазе городского ездового цикла, бортовая диагностика параметров работы всех антитоксичных систем и устройств при пробеге 100 тыс. км в ходе эксплуатации, а также отдельные нормы выбросов СН и NO_x.

Проведенный анализ режимов работы автомобильного бензинового двигателя по результатам испытаний автомобиля ВАЗ-2112 по ездовому циклу Правил ЕЭК ООН № 83 подтвердил, что значительное влияние на суммарные вредные выбросы оказывает режим работы непрогретого двигателя после его холодного пуска. Ездовой цикл Правил ЕЭК ООН № 83 включает пять фаз движения автомобиля, начиная с холодного пуска двигателя и работы на режиме холостого хода в течение 12 с (рис. 2а). Первые



четыре фазы соответствуют городскому движению автомобиля. Причем фазы 1 и 2 практически протекают в режиме прогрева автомобиля и двигателя. Фаза 5 имитирует высокоскоростное загородное движение.

Фаза 1 городского ездового цикла включает три подфазы: **А** – разгон автомобиля и движение на скорости 15 км/ч; **Б** – разгон автомобиля и движение на скорости 32 км/ч; **В** – разгон автомобиля и движение на скорости 50 км/ч с последующим замедлением

и движением на скорости 35 км/ч. Вариант I (см. рис. 2б) соответствует выбросам (г) оксида углерода, углеводородов и оксида азота автомобиля с классической конструкцией выпускной системы при установке нейтрализатора под полом при удаленности реакторной полости от двигателя на 1230 мм, вариант II (см. рис. 2в) – при приближенном нейтрализаторе с его размещением от двигателя на 850 мм. Вариант III (см. рис. 2г) предусматривает конструкцию системы выпуска

с катколлектором, то есть нейтрализатор конструктивно сформирован как единое целое с выпускным коллектором цилиндров двигателя. При этом удаленность реакторной полости нейтрализатора от двигателя минимальна и составляет 200 мм.

Суммарные массовые вредные выбросы для каждого варианта приведены ниже.

Вещества.....	CO	CH	NO _x
Выбросы, г/км			
Вариант I.....	1,103	0,182	0,054
Вариант II.....	0,493	0,131	0,028
Вариант III.....	0,141	0,069	0,096

Из приведенных результатов испытаний ВА3-2112 видно, что у автомобиля (вариант I) только за первые две фазы городского ездового цикла выбрасывается 80...90 % оксида углерода и углеводородов от полной массы их выбросов за весь ездовой цикл испытаний. Испытания также показали, что хотя на подфазе **А** двигатель автомобиля работает короткое время и развивает небольшую мощность, доля выбросов CO и CH составляет до 50 % от общего выброса за фазу 1.

У автомобиля (вариант II), имеющего экологически более совершенный двигатель и нейтрализатор, доля ВВ в фазе 1 уменьшилась в 2-2,5 раза. У автомобиля (вариант III) с катколлектором – наименьший выброс вредных веществ, но каталитический блок находится в зоне максимальной температуры отработавших газов (ОГ),

Нормы	ЕС		РФ		Нормы выбросов, г/км				Требования к испытаниям
	Нормативный документ	Год	Нормативный документ	Год	CO	CH	NO _x	CH+ NO _x	
Евро-1	Правила № 83-02 ЕЭК ООН	1993	ГОСТ Р 41.83-99	1999	2,72	–	–	0,97	Ездовой цикл UDC+EUDC
Евро-2	Правила № 83-03 ЕЭК ООН	1996		2002	2,2	–	–	0,5	
Евро-3	Правила № 83-04 ЕЭК ООН	2000	Экологический техрегламент РФ	2008	2,3	0,2	0,15	–	Ездовой цикл без 40 с прогрева
Евро-4	Правила № 83-05 ЕЭК ООН	2005		2010	1,0	0,1	0,08	–	Холодные испытания автомобиля при –7 °С
Евро-5	Правила № 83-05 ЕЭК ООН	2010		2014	1,0	0,1	0,06	–	Бортовая система диагностики при пробеге 100 тыс. км

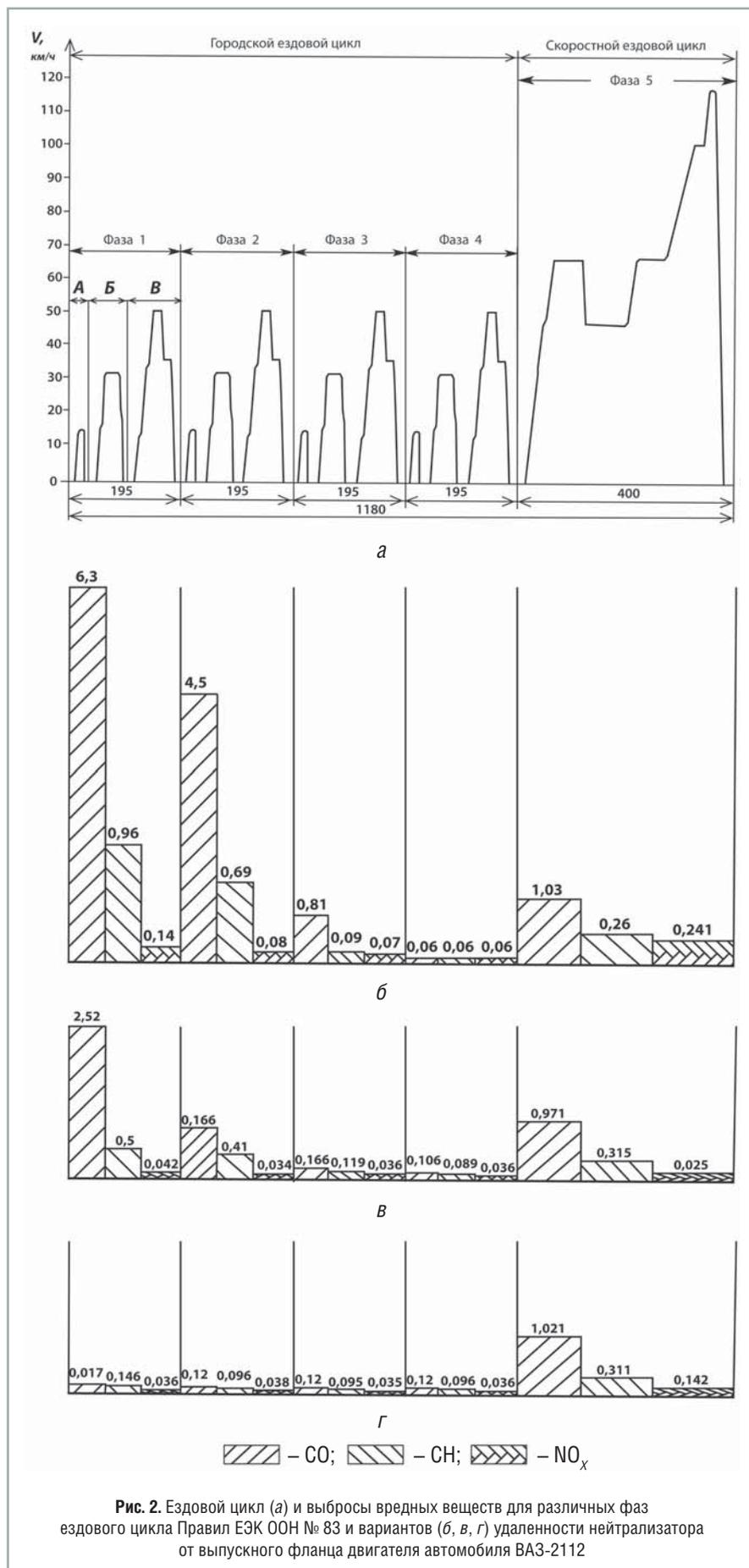


Рис. 2. Ездовой цикл (а) и выбросы вредных веществ для различных фаз ездового цикла Правил ЕЭК ООН № 83 и вариантов (б, в, г) удаленности нейтрализатора от выпускного фланца двигателя автомобиля ВАЗ-2112

которая при режимах работы двигателя на полной мощности достигает более 1000 °С. Это способствует быстрому термическому старению каталитической подложки блока и, как следствие, снижению ресурса и потере степени конверсии вредных выбросов.

При испытаниях было выявлено, что повышенные выбросы в фазе 1 городского ездового цикла определяются несколькими факторами. К первой группе факторов относятся особенности рабочего процесса двигателя на режимах холостого хода и малых нагрузок, негативно влияющие на протекание процессов сгорания, образования вредных веществ и смесеобразования во впускной системе. Ко второй относится неэффективность работы каталитического нейтрализатора и всей системы нейтрализации ОГ вследствие происходящих в выпускной системе и нейтрализаторе газодинамических процессов теплообмена во время холодного пуска и прогрева двигателя. В эти периоды значительная часть теплоты ОГ теряется вследствие теплообмена в выпускном трубопроводе на пути к нейтрализатору, что не позволяет быстро прогреться полости реактора до температуры начала эффективной конверсии ВВ. Причем, чем ниже температура холодного пуска, тем медленнее протекает этот процесс при движении автомобиля и, как следствие, увеличивается доля вредных выбросов в период прогрева двигателя. Изменения процедур испытаний и одновременное ужесточение норм вредных выбросов в новых поправках к Правилам ЕЭК ООН № 83 потребовали от производителей автомобилей и двигателей новых технических решений, обеспечивающих эффективную работу системы бифункциональной нейтрализации в период прогрева двигателя, особенно при отрицательных температурах окружающей среды.



Для минимизации негативных процессов, влияющих на общий объем выбросов ВВ автомобильным двигателем, был предложен ряд мероприятий по ускорению его прогрева и выхода на режим максимальной эффективности системы нейтрализации вредных выбросов (рис. 3).

Разработанный комплекс наряду со штатной системой распределенного фазированного впрыскивания бензина и бифункциональной системой нейтрализации с электроподогреваемым кислородным датчиком (λ -зонд) включал ряд дополнительных технических мероприятий. Для устойчивого воспламенения богатой топливовоздушной смеси в период холодного пуска система зажигания обеспечивала форсированный по мощности разряд свечи и запаздывание угла опережения зажигания в первой части фазы прогрева двигателя. Хотя поздний угол опережения зажигания немного увеличивал расход топлива, однако при этом затягивалась фаза его горения и выделения теплоты на такте расширения, что содействовало повышению температуры ОГ и увеличению теплопередачи в систему охлаждения. Это ускоряло прогрев двигателя и нейтрализатора.

Для ускорения прогрева каталитических блоков основного

нейтрализатора и выхода его на эффективный режим работы патрубки цилиндров выпускного коллектора и выпускной трубопровод были термоизолированы. Это позволило уменьшить теплоотдачу от ОГ в окружающую среду и поднять их температуру на входе в нейтрализатор.

В выпускной системе перед основным нейтрализатором был установлен небольшой стартовый каталитический блок окислительного типа, который первым прогревался до температуры начала эффективной работы «light off» и обеспечивал окисление продуктов неполного сгорания обогащенной топливовоздушной смеси с интенсивным выделением теплоты. Для эффективного окисления продуктов неполного сгорания топлива потребовалось введение устройства дополнительной подачи воздуха в выпускную систему до стартового нейтрализатора, который обеспечивал более раннее вступление в работу системы нейтрализации после холодного пуска двигателя.

Для ускорения прогрева двигателя были осуществлены предподогрев масла в картере двигателя, включаемый за 1...3 мин до холодного пуска двигателя в зависимости от начальной температуры окружающей среды, и ускоренный подогрев охлаждающей

жидкости с помощью теплового аккумулятора. Для оценки эффективности этих мероприятий были испытаны разработанный фирмой ООО «ИВЭЛЬ» электроподогреватель моторного масла в картере системы смазки двигателя, в основе которого лежит применение керамических позисторов из титаната бария, и автономная система предстартового прогрева двигателя перед холодным пуском с помощью теплового аккумулятора, разработанного фирмой ООО «Крис».

Система предстартового прогрева позволяет поднять температуру двигателя до 25...30 °C в начале прогрева после пуска двигателя. При этих испытаниях был также применен дополнительный адсорбционный блок, который связывает находящиеся в отработавших газах продукты неполного сгорания топлива CO и CH при начальных низких стартовых температурах. Это происходит при нагреве каталитического блока до 100...150 °C, а затем при более высоких температурах происходит их десорбция в ОГ и полное окисление в каталитическом блоке основного нейтрализатора.

Все мероприятия подтвердили свою эффективность и обеспечили автомобилю выполнение действующих нормативных требований. Однако они экономически неоправданно усложняли и делали дороже конструкцию автомобиля, не обеспечивая гарантийного запаса для выполнения перспективных нормативных требований. Поэтому на последующих этапах работа была направлена на создание и исследование комплексной системы химмотологического разогрева двигателя и нейтрализатора за счет введения в рабочий процесс химически активных веществ, получаемых из бензина путем каталитического синтеза в термохимическом конвертере на борту автомобиля. Такая система должна обеспечивать снижение выброса вредных веществ с отработавшими газами автомобильного двигателя до перспективных норм Евро-5 и Евро-6.

Ресурсно-экологическая оценка автомобильного транспорта на горнодобывающих предприятиях

С.В. Чмыхалова,
профессор кафедры ИЗОС МГГУ, к.т.н.

Карьерный автомобильный транспорт потребляет природные ресурсы и загрязняет окружающую среду отходами. Ресурсно-экологическая оценка автомобильного транспорта позволяет оценить расходы ресурсов и загрязнение окружающей среды отходами. Проведен оценочный расчет потребления кислорода (воздуха) автосамосвалом БелАЗ-548 за год.

Ключевые слова: карьерный автомобильный транспорт, ресурсы, отходы, расход топлива, коэффициент избытка кислорода (воздуха).

Environmental and ecological assessment of the stripping automobile transport

S.V. Chmykhalova

Stripping automobile transport consumes natural resources and pollutes the environment by waste products. Environmental and ecological assessment of the stripping automobile transport allows us to evaluate consumption of natural resources and waste products. Calculation of the oxygen (air) consumption for dump trucks BELAZ-548 has been given.

Keywords: stripping automobile transport, resources, waste products, fuel consumption, excess oxygen (air) coefficient.

Охрана окружающей среды на горнодобывающих предприятиях определяет перспективу развития открытого способа добычи минеральных ресурсов. Количественный учет выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами (АТС) в условиях горнодобывающего предприятия имеет большое значение для

контроля состояния окружающей среды, прогнозирования ее изменений, планирования внедрения новых технических средств и технологий с улучшенными ресурсно-экологическими характеристиками.

За последние 10-15 лет существенно расширилось использование автомобильного карьерного транспорта благодаря высоким технико-экономическим показателям, автономности, высокой проходимости, приспособленности к различным горнотехнологическим условиям. Основные недостатки автотранспорта – зависимость от состояния автодорог, загрязнение окружающей среды отработавшими газами (ОГ) и продуктами износа шин, относительно высокие энергоёмкость и эксплуатационные затраты.

Рассмотрим ресурсно-экологическую модель АТС (рис. 1) [1, 2].

Карьерные автотранспортные средства представляют собой специализированную технологическую систему, включающую подвижной состав (АТС), пути сообщения (автомобильные дороги), а также предприятия, технические устройства и сооружения, обеспечивающие нормальную работу автотранспортных средств и автомобильных дорог, предназначенных для перевозки горных пород [3]. Для выполнения основного технологического процесса – перевозки грузов – АТС затрачивают различные виды ресурсов (энергетические, минеральные, природные), а в окружающую среду выбрасывается огромное количество отходов (твердые, жидкие, газообразные).

Карьерные автотранспортные средства относятся к сильнейшим загрязнителям окружающей среды химическими и физическими отходами (рис. 2) [1, 2, 4, 5]. Наибольший вред окружающей среде и человеку наносят токсичные ОГ. Карьерные АТС являются мощными потребителями ресурсов – топлива, воздуха, земельных и др. (рис. 3). Установлено, что от расхода топлива на перевозку грузов напрямую зависит количество потребляемого воздуха, необходимого для сгорания этого топлива, и соответственно количество образующихся токсичных ОГ [1, 4, 5].

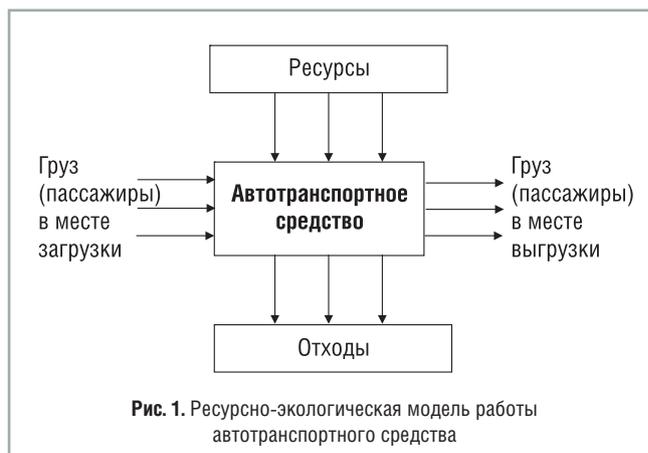


Рис. 1. Ресурсно-экологическая модель работы автотранспортного средства

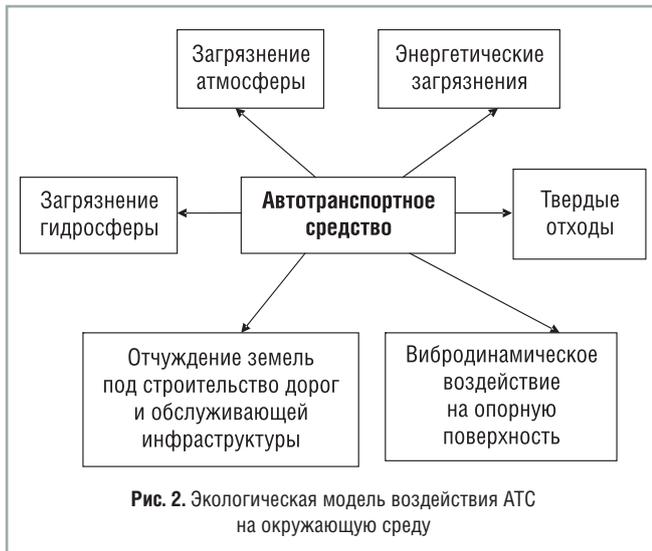


Рис. 2. Экологическая модель воздействия АТС на окружающую среду

Потребление ресурсов и загрязнение окружающей среды характеризуются следующими показателями, к которым относятся:

- ресурсные показатели – расход сырья (топливо и воздух) и других материалов, потребляемых подвижным составом при его функционировании;
- экологические показатели – отходы производства (выбросы ОГ и др.), полностью или частично выбрасываемые в окружающую среду.

Отработавшие газы автомобильных двигателей имеют в своем составе нейтральные, а также токсичные и канцерогенные вещества, вредные для человека. Выхлопы дизельного топлива содержат CO_2 , CO , NO_x , SO_x , CH , поверхностно-активные вещества, аэрозоли и др. К нейтральным относятся азот, кислород, водяной пар, к токсичным –



Рис. 3. Ресурсная модель потребления ресурсов автотранспортными средствами

оксиды углерода и азота, углеводороды, сажа, к канцерогенным – бенз(а)пирен. Диоксид углерода входит в состав атмосферного воздуха. Однако избыток этого газа приводит к парниковому эффекту. В среднем в ОГ дизельных двигателей карьерных автомобилей и автопоездов содержится примерно 98,5 % нейтральных и около 1,5 % вредных веществ. Несмотря на малую долю вредных компонентов именно они представляют особую опасность для людей, находящихся в непосредственном контакте с карьерными автомобилями и автопоездами либо живущих в населенных пунктах, примыкающих к карьерам.

Различают абсолютные и удельные ресурсно-экологические показатели рабочего процесса АТС. К абсолютным относятся часовые расходы топлива G_T и воздуха G_B , а также часовые выбросы отработавших газов G_{OG} . Удельные показатели образуют две группы. В первую входят удельные показатели, полученные делением соответствующих абсолютных показателей на мощность двигателя, во вторую – удельные показатели, полученные делением абсолютных показателей на производительность автотранспортного средства [1].

Расход топлива определяется по формуле

$$G_T = g_e N_e,$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; g_e – удельный расход топлива кг/(кВт·ч).

Эффективная мощность

$$N_e = \xi_N N_{eH},$$

где ξ_N – коэффициент нагрузки двигателя по мощности ($\xi_N \leq 1$); N_{eH} – номинальная эффективная мощность двигателя, кВт.

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \psi_g g_{eH},$$

где ψ_g – коэффициент увеличения удельного расхода топлива при частичных нагрузках ($\psi_g \leq 1$); g_{eH} – удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме, кг/(кВт·ч).

Таким образом,

$$G_T = \psi_g g_{eH} \xi_N N_{eH}.$$

В первом приближении можно принять $\psi_g \xi_N \approx 1$. При этом $G_T \approx g_{eH} N_{eH}$.

Более точный расчет может быть сделан, если известны гистограммы работы двигателя на различных режимах в реальных условиях эксплуатации. В этом случае

$$G_T = \psi_{gcp} g_{eH} \xi_{Ncp} N_{eH},$$

где ψ_{gcp} – среднее значение коэффициента увеличения удельного расхода топлива при частичных нагрузках; ξ_{Ncp} – среднее значение коэффициента нагрузки двигателя по мощности.

Расход воздуха, потребляемого двигателями внутреннего сгорания, определяется по формуле

$$G_B = \alpha I_0 G_T,$$

где α – коэффициент избытка воздуха, поступающего в двигатель; I_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Для бензина $I_0 \approx 15$, для дизельного топлива $I_0 \approx 14,5$.

При работе автомобиля в карьере можно выделить три режима работы двигателя, для каждого из которых характерен свой коэффициент избытка воздуха α [1]:

- холостой ход при погрузке, ожидании и на спуске, $\alpha = 5$;
- полное использование мощности двигателя на подъеме и при движении груженого автомобиля (поезд) по горизонтальным участкам трассы, $\alpha = 1,15$;
- частичное (приблизительно 50%-е) использование мощности двигателя – при движении автомобилей по горизонтальным участкам трассы в порожнем состоянии и при разгрузке, $\alpha = 1,8 \dots 2,2$.

Количество газовой смеси, выбрасываемой в атмосферу, определяется по формуле

$$G_{см} = G_B + G_T = G_T (\alpha I_0 + 1),$$

где G_B – расход воздуха, кг/ч; G_T – расход топлива, кг/ч.

Концентрации токсичных компонентов в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания (перед выбросом в атмосферу)

$$k_i = G_{i\text{тк}} / G_{см},$$

где $G_{i\text{тк}}$ – расход i -го компонента топлива, кг/ч.

Скорость истечения газовой смеси в атмосферу

$$w_{ист} = G_{см} / (\rho_{см} F_{тр}) = 4 G_{см} / (\rho_{см} \pi D_{тр}^2),$$

где $\rho_{см}$ – плотность газовой смеси, кг/м³; $F_{тр}$ – площадь сечения выхлопной трубы, м²; $D_{тр}$ – диаметр выходного сечения выхлопной трубы, м.

Необходимо отметить, что абсолютные показатели рабочего процесса автотранспортных средств, характеризующие их производительность, потребление ими ресурсов и образование отходов, справедливы только для конкретных автомобилей и автопоездов с определенной номинальной мощностью двигателя в конкретных условиях эксплуатации. Удельные показатели отличаются более общим характером по сравнению с абсолютными. Их численные значения практически одинаковы для автотранспортных средств, аналогичных по назначению, конструкции и условиям эксплуатации, но при этом отличающихся по грузоподъемности и мощности двигателей.

На практике выбросы в атмосферу токсичных компонентов отработавших газов в единицу времени (1 ч) могут быть рассчитаны по формулам [6]:

- для общего количества токсичных компонентов

$$G_{тк} = \delta_{тк} G_{ог};$$

- для каждого токсичного компонента в отдельности

$$G_{i\text{тк}} = \delta_{i\text{тк}} G_{ог}.$$

Здесь $\delta_{тк}$ – удельное, отнесенное к 1 кг сгоревшего в двигателе топлива, количество всех токсичных компонентов, г/кг; $\delta_{i\text{тк}}$ – удельное количество i -го компонента, г/кг.

$$\text{При этом } \delta_{тк} = \sum_{i=1}^J \delta_{i\text{тк}}.$$

С учетом уровня использования грузоподъемности и пробега массовый выброс загрязняющих веществ грузовыми (специальными) автомобилями с определенной грузоподъемностью и типом двигателя при движении вне населенных пунктов рассчитывается по формуле

$$M_{iks} = m_{iks} L_{ks} K_i,$$

где m_{iks} – пробеговый выброс i -го загрязняющего вещества грузовыми автомобилями k -й грузоподъемности с двигателями s -го типа, кг/км; L_{ks} – суммарный пробег при движении вне населенных пунктов, км; K_i – коэффициент, учитывающий изменение выброса в зависимости от уровня использования грузоподъемности и пробега.

Значения m_{iks} , L_{ks} , K_i даны в [6].

Аналогично рассчитывается массовый выброс загрязняющих веществ грузовыми (специальными) автомобилями с определенной грузоподъемностью и типом двигателя при движении по территории населенных пунктов [6].

Опытные данные по количеству токсичных компонентов отработавших газов, образующихся при сгорании в двигателе 1 кг дизельного топлива, представлены в [4]. Общая масса вредных веществ, выделяющихся при сжигании топлива карьерным транспортом, зависит от режима работы двигателя автомобиля в течение рейса. Методы расчета массы годового выброса вредных веществ от сжигания топлива в двигателях автомобилей, а также пыли приведены в соответствующей литературе [7, 8].

Оценочный расчет потребления кислорода

Необходимый для расчетов расход топлива автосамосвалами приведен в [9, 10].

Продолжительность рейса автомобиля (ч) определяется

$$T_p = (t_n + t_p + t_{дв} + t_m) / 60,$$

где t_n , t_p , $t_{дв}$, t_m – продолжительность соответственно погрузки, разгрузки, движения и маневровых операций, мин.

Для оценки потребления кислорода автосамосвалами на горных предприятиях будем использовать математические модели, получившие наименование макромоделей или внешних моделей изучаемых процессов. В макромоделях устанавливаются зависимости, существующие между

входными и выходными величинами, характеризующими функционирование объектов. При этом внутренняя структура и механизмы процессов, причинно-следственные связи между входными и выходными параметрами остаются нераскрытыми. Сами же объекты, закрытые от исследователей, называют «черными ящиками». Макромоделирование процессов функционирования изучаемых объектов следует считать первым этапом, а микро моделирование – вторым этапом их комплексного исследования. Очевидно, что количественные результаты исследований, выполненные с помощью макро- и микромоделей, должны совпадать.

В качестве макро модели работы автосамосвала на горном предприятии можно принять модель, показанную на рис. 1. Внешними показателями работы автотранспортного средства являются: средние скорости движения автосамосвала от забоя на отвал (с грузом) $v_{\text{срз}}$ и отвала до забоя (порожняя ездка) $v_{\text{срз0}}$; путь от забоя на отвал (с грузом) $S_{\text{з0}}$ и от отвала на забой (порожняя ездка) $S_{\text{оз}}$; продолжительность погрузки (под стрелой экскаватора) $t_{\text{п}}$, разгрузки $t_{\text{р}}$, маневров $t_{\text{м}}$.

Для расчета массы и объема воздуха, необходимого для выполнения одного рабочего цикла автосамосвала БелАЗ-548, были использованы следующие технико-эксплуатационные показатели работы автосамосвала грузоподъемностью 40 т: $V_{\text{ср}} = 235$ л/100 км; $v_{\text{срз0}} = 15$ км/ч; $v_{\text{срз}} = 28$ км/ч; $S_{\text{з0}} = S_{\text{оз}} = 4,5$ км; $t_{\text{п}} = 4,6$ мин; $t_{\text{р}} = 1,2$ мин; $t_{\text{м}} = 0,3$ мин [10].

В результате расчетов по приведенным выше формулам объем воздуха, используемый для сжигания топлива, равен 96010 м³. Для сравнения человек в состоянии покоя поглощает 12 л/ч кислорода, что соответствует 457 м³ воздуха.

Таким образом, один автосамосвал типа БелАЗ грузоподъемностью 40 т за год потребляет столько кислорода из атмосферы, сколько 200-250 чел. за тот же период.

Полученные результаты носят оценочный характер, однако для расчетов использовались данные, приближенные к реальным.

Использование автомобильного транспорта для перевозки грузов на открытых горных работах приводит к загрязнению окружающей среды отработавшими газами и другими загрязнителями, а также к потреблению значительного количества кислорода (воздуха) для сжигания топлива в двигателях внутреннего сгорания.

Автомобильный транспорт следует рассматривать не только как загрязнитель окружающей среды, но и как существенный потребитель природных ресурсов. Приоритетными задачами дальнейшего развития карьерного автотранспорта являются не только защита окружающей природной среды от выбросов токсичных веществ, но и

экономное расходование топливных и воздушных ресурсов, что необходимо учитывать при проектировании карьеров.

К основным направлениям развития автотранспортных средств относятся:

- конструктивные – совершенствование двигателей для снижения потребления топлива и перехода на его альтернативные виды, а также улучшения ресурсно-экологических свойств АТС;
- эксплуатационные – рациональный выбор АТС для транспортировки грузов, увязка производительности АТС с другими видами применяемых машин и оборудования;
- ресурсно-экологические – снижение потребления ресурсов и выбросов отходов за счет использования топлив с улучшенными экологическими характеристиками, переход на использование альтернативных видов топлив.

Литература

1. **Чмыхалова С.В.** Производительность, ресурсные и экологические показатели карьерного автотранспорта // Горный журнал. – 2007. – № 12. – С. 97-100.
2. **Чмыхалова С.В.** Ресурсно-экологическая оценка автомобильного транспорта крупных городов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 3 (21). – С. 55-60.
3. Справочник. Открытые горные работы / К.Н. Трубецкой, М.Г. Потапов, К.Е. Виноцкий, Н.Н. Мельников и др. – М.: Горное бюро, 1994. – 590 с.: ил.
4. **Говоруценко Н.Я.** Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. – М.: Транспорт, 1990.
5. **Луканин В.Н, Трофименко Ю.В.** Промышленно-транспортная экология: учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2001. – 273 с.: ил.
6. Методическое пособие по расчету, нормированию и контролю выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух (доп. и перераб.). – С-Пб.: Изд. НИИ Атмосфера, 2005.
7. Методика расчета вредных выбросов (сбросов) для комплекса оборудования открытых горных работ (на основе удельных показателей). – Люберцы: Изд. ИГД им. А.А. Скочинского, 1999.
8. Проектирование карьеров: Учебник / К.Н. Трубецкой, Г.Л. Краснянский, В.В. Хронин, В.С. Коваленко. – 3 изд., перераб. – М.: Высш. шк. 2009. – 694 с.: ил.
9. Выбор оптимальной типажной структуры экскаваторно-автомобильных комплексов для условий конкретного карьера. Учебное пособие / А.А. Кулешов. – Л.: Изд. Ленинградского горного ин-та, 1989. – 70 с.
10. **Кулешов А.А.** Мощные экскаваторно-автомобильные комплексы карьеров. – М.: Недра, 1980. – 317 с.

Магнитокалорический кондиционер на природном газе для речных судов

В.И. Карагузов,
 профессор Омского государственного технического университета, д.т.н.,
Н.И. Ланьков,
 помощник президента ООО «Компания «Север»,
И.В. Маянков,
 студент Омского государственного технического университета

Магнитокалорические системы охлаждения могут быть использованы для создания бортовых транспортных теплоиспользующих систем кондиционирования воздуха с подводом энергии путем сжигания природного газа. Такие системы являются экологически чистыми и экономически выгодными для кондиционирования воздуха на речных судах.

Ключевые слова: система кондиционирования воздуха, магнитокалорический, транспорт, природный газ.

Magnetocaloric conditioner on natural gas for river vessels

V.I. Karagusov, N.I. Lankov, I.V. Mayankov

Magnetocaloric cooling systems can be used for creation onboard transport heat energized air condition systems with a supply of energy by burning of natural gas. Such systems are ecologically pure and economic for air conditioning on river vessels.

Keywords: air condition systems, magnetocaloric, transport, natural gas.

требования Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой (1987 г.), стимулируют разработчиков искать альтернативные решения для построения экологически чистых систем охлаждения и СКВ.

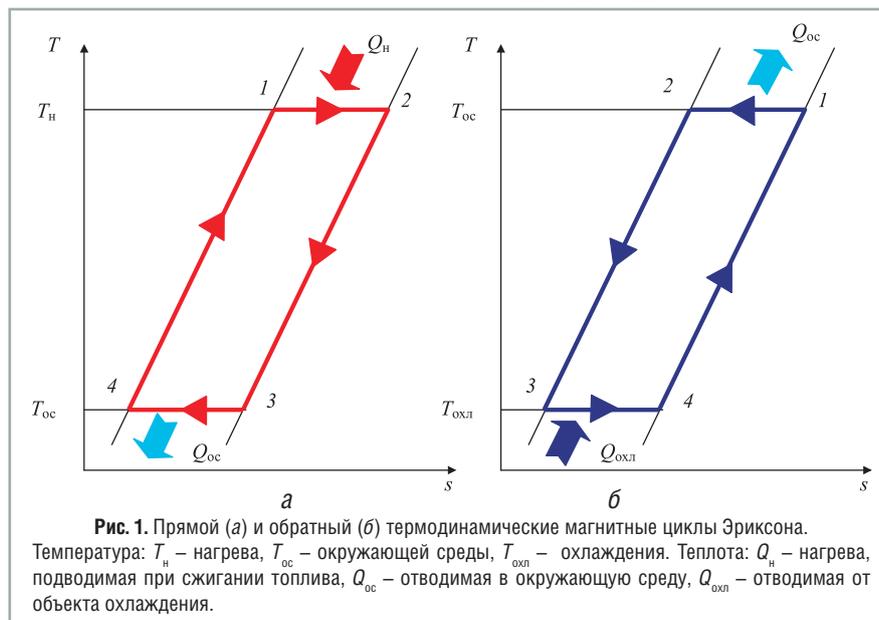
Как показано в [1, 2], магнитокалорические двигатели внешнего сгорания имеют высокие КПД и надежность, в них можно использовать различные виды топлива от мазута до этанола и природного газа. В таких двигателях реализуется прямой магнитный термодинамический цикл Эриксона: две изотермы и две линии постоянного магнитного поля (рис. 1). Существует не только прямой, но и обратный (холодильный) магнитный термодинамический цикл Эриксона (рис. 1б).

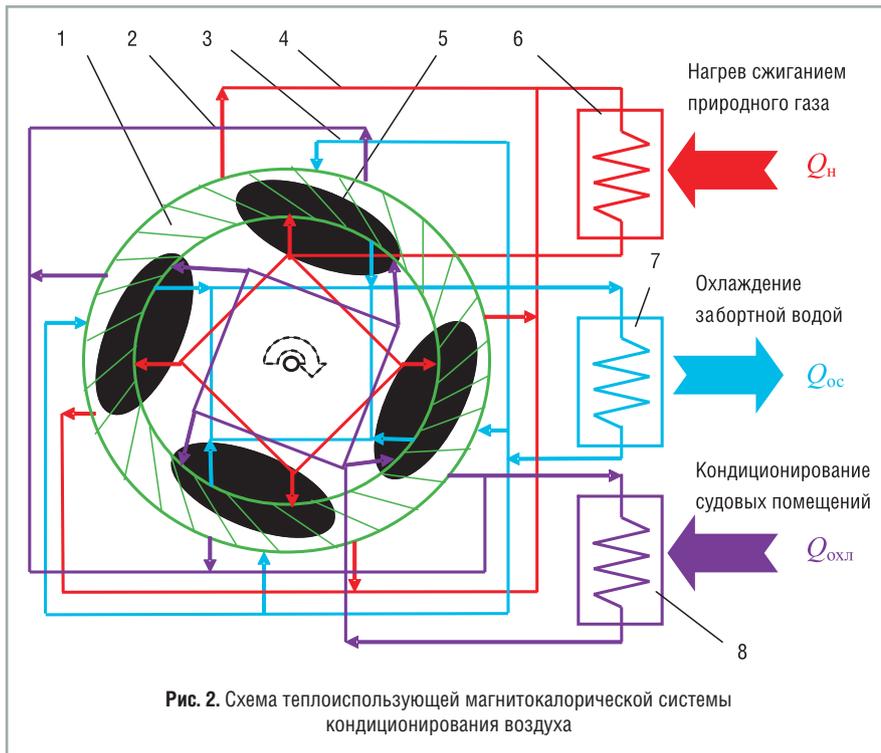
В прямом термодинамическом цикле 1-2-3-4 теплота Q_n сжигания топлива преобразуется в работу, равную площади этого цикла. В обратном термодинамическом цикле 1-2-3-4 при затрате внешней работы происходит охлаждение объектов на температурном уровне $T_{охл}$ ($T_{охл} < T_{ос}$). Если реализовать

На большинстве современных судов комфортные условия поддерживаются при помощи систем кондиционирования воздуха (СКВ), которые работают по парокомпрессионному циклу. В таких СКВ применяются экологически неблагоприятные рабочие тела (фреоны или хладоны). В состав парокомпрессионных СКВ входят компрессоры, создающие шум и вибрацию. Значительная часть находящихся в эксплуатации речных судов вообще не оборудована СКВ, что создает малокомфортные условия для экипажа и пассажиров.

Работа СКВ с приводом от вала двигателя внутреннего сгорания

(ДВС) судна или от бортовой электросети невозможна при неработающем двигателе. Кроме того,



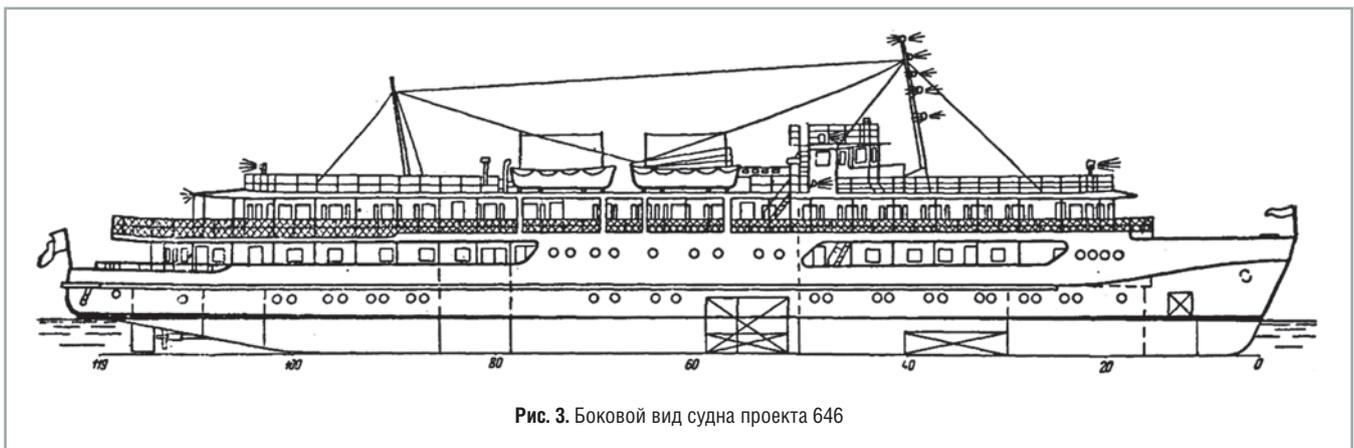


эти два цикла в одном устройстве, то можно создать теплоиспользующую СКВ, работающую от своего или общего источника топлива и независимую ни от судовой силовой установки, ни от бортовой электросети, что особенно важно во время стоянок или дрейфа. Заметная экономия топлива будет и во время движения с крейсерской скоростью, так как КПД магнитокалорических систем заметно выше, чем у дизельного двигателя и парокompрессионных СКВ.

Практически реализовать прямой и обратный циклы в одном агрегате можно двумя способами. При первом способе двигательная часть выполняется по схемам из [1, 2], холодильная – по аналогичным схемам, но с другой организацией теплоносителя, а роторы обоих узлов соединяются общим валом.

При втором способе и прямой, и обратный циклы реализуются в одном роторе, что почти в два раза упрощает конструкцию системы (рис. 2).

Работает теплоиспользующая магнитокалорическая система следующим образом. В теплообменнике 6 теплоноситель «горячего» контура 4 нагревается сжигаемым топливом. Нагретый теплоноситель поступает в каналы магнитокалорического ротора 1, находящиеся в зоне сильного магнитного поля. В то же время теплоноситель контура 3 охлаждается в теплообменнике 7 заборной водой и поступает в каналы магнитокалорического ротора 1, находящиеся в слабом магнитном поле. Материал, из которого изготовлен магнитокалорический ротор 1, выбирается таким образом, чтобы температура его магнитного фазового перехода находилась вблизи температуры окружающей среды (в данном случае температура заборной воды в жаркое время года). Магнитная восприимчивость материала в нагретой и охлажденной зонах магнитокалорического ротора 1 имеет значительную разницу, что вызывает появление силы магнитного притяжения, действующей на магнитокалорический ротор 1. Здесь реализуется прямой цикл (см. рис. 1а). При этом магнитокалорический ротор 1 проворачивается по часовой стрелке (см. рис. 2), что



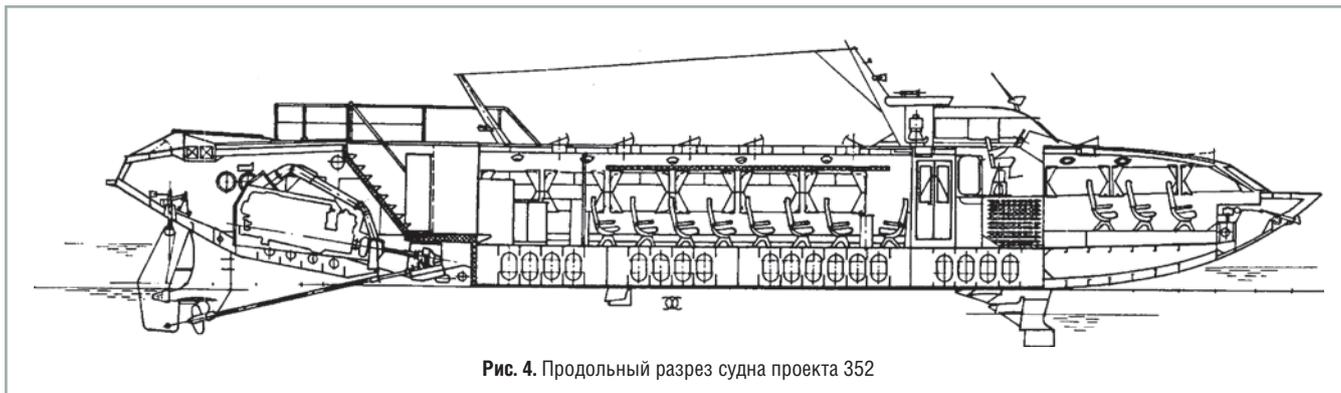


Рис. 4. Продольный разрез судна проекта 352

приводит к уменьшению магнитного поля в зоне магнитокалорического ротора 1, где прокачивается теплоноситель «холодного» контура 2. В результате магнитокалорического эффекта эта зона магнитокалорического ротора 1 охлаждается. Реализуется обратный цикл (см. рис. 1б), и охлаждается теплоноситель «холодного» контура 2, который поступает в теплообменники 8 в кондиционируемых помещениях судна.

Число теплообменников 8 определяется числом и размером кондиционируемых помещений. Теплообменники 8 размещаются под потолком судовых помещений или встраиваются в систему вентиляции, их число в каждом помещении определяется тепловой нагрузкой на это помещение. Для индивидуальной регулировки температуры в судовых помещениях перед теплообменниками 8 могут быть установлены регулирующие вентили, а для автоматического поддержания температуры – терморегулирующие вентили.

Теплоносители в циркуляционных контурах 2-4 прокачиваются за счет профиля каналов в магнитокалорическом роторе 1 и направляющем аппарате (на рис. 2 не показан).

Холодопроизводительность магнитокалорической СКВ зависит от разности температур в теплообменниках 6 и 7, теплоты сгорания топлива, числа зон сильного магнитного поля 5, индукции магнитного поля, размеров, массы и материала магнитокалорического ротора 1, частоты его вращения.

Данная магнитокалорическая СКВ была рассчитана для двух судов Обь-Иртышского бассейна: «Чернышевский» (проект 646) и «Восход» (проект 352). Температура наружного воздуха принималась 31 °С, температура забортной воды 25 °С, температура воздуха в помещениях 23 °С.

Длина судна проекта 646 (рис. 3) составляет 62,5 м, ширина – 12 м, надводная высота – 11,1 м. Длина судна проекта 352 – 27,6 м, ширина – 6,4 м, надводная высота – 4 м.

В таблице приведены характеристики магнитокалорических СКВ, рассчитанные для этих судов. Следует отметить, что для холодопроизводительности и расхода природного газа приведены максимальные значения, в реальных условиях судоходства они будут изменяться от этих максимальных значений до нулевых.

Как видно из таблицы, теплоиспользующие магнитокалорические СКВ имеют высокие технические и эксплуатационные характеристики, что делает целесообразным и выгодным их использование на речных судах.

Магнитокалорический эффект позволяет создать автономные от силовых установок судов СКВ, повысить их надежность, перейти к экологически чистым технологиям, уменьшить расход топлива транспортными средствами.

Литература

1. **Карагузов В.И.** Магнитокалорические двигатели внешнего сгорания на речных судах // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 2. – С. 38-41.
2. **Карагузов В.И.** Комбинированная магнитокалорическая силовая установка на речных судах // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 3. – С. 37-38.

Проект судна	Объем кондиционируемых помещений, м ³	Холодопроизводительность СКВ, кВт	Холодильный коэффициент СКВ	КПД СКВ	Расход природного газа, кг/ч
646	1000	80	6,2	0,8	7,6
352	130	18	5,7	0,75	2,2

Перспективы СПГ на транспорте

Е.Н. Пронин,

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

Строительство под Калининградом первого в области комплекса малотоннажного производства сжиженного природного газа, совмещенного с первой же АГНКС, вступает в завершающую стадию. По поручению ОАО «Газпром» заказчиком объекта является его дочернее общество ООО «Газойл». Строительство ведет ОАО «Криогаз» – 100%-е дочернее предприятие ОАО «Газпромбанк».

Создание этого комплекса под Калининградом неслучайно. Комплекс положит начало практической реализации программ газификации транспорта в регионе: Калининградской обл. России, Поморском, Варминско-Мазурском и Подляшском воеводствах Польши, Литве, Латвии и Эстонии. Калининградская обл. занимает стратегически важное положение в рамках таких инфраструктурных концепций как «Голубой коридор» (Россия) и GasHighWay – Газовая магистраль (Европейский Союз). Наличие СПГ в регионе позволяет полнее использовать экологический и экономический потенциал природного газа.

Все более широкое применение СПГ или сжиженного биометана (СБМ) на тяжелой транспортной технике является одной из главных тенденций развития мирового газомоторного рынка. Применение СПГ на транспорте экономически оправданно, когда сжиженный метан на 30-50 % дешевле дизельного топлива. В России по-прежнему приемлемой стоимости СПГ по состоянию на февраль 2012 г. можно считать цену в 14 руб./л. Для сравнения сегодня в США 1 л СПГ в пересчете на российскую валюту стоит примерно 18,75 руб.

По оценке европейских специалистов, заправочная криостанция будет рентабельна при годовом объеме реализации минимум 0,7-1 млн м³

компримированного регазифицированного или эквивалентного количества сжиженного метана (компрессор АГНКС производительностью 150-200 м³/ч).

Перспективность применения в России сжиженного природного газа для транспорта и автономной газификации (включая регазифицированный СПГ) определяется следующими его потребительскими свойствами и существующими условиями:

- высокой экологической безопасностью – сокращение выбросов оксидов азота на 85-90, серы на 100, парниковых газов на 15-20 %;
- развитой газотранспортной системой – протяженности магистральных газопроводов ОАО «Газпром» составляют 161,7 тыс. км, всех распределительных газопроводов – 750 тыс. км, газифицированы природным газом 39 тыс. населенных пунктов;
- благоприятной розничной ценой – 50 % от цены дизельного топлива;
- приемлемой энергетической эффективностью – удельное энергопотребление криогенного насоса минимум на 10 % меньше чем у компрессора аналогичной производительности;
- высокой скоростью заправки автомобилей СПГ – до 200 л/мин;
- более высокой энергетической емкостью, обеспечивающей больший пробег на одну заправку, – сосуд

высокого (20 МПа) давления вместимостью 50 л содержит 10 м³ природного газа, криобак для СПГ той же вместимости содержит 29 м³ метана;

- широким спектром потребителей, позволяющим создавать логистические центры (хабы) для автомобилей, судов, локомотивов, автономной газификации;
- продолжающимся развитием мировой инфраструктуры СПГ (промышленное сжижение – 21 завод работает и 47 заводов находятся на различных стадиях планирования и строительства; регазификационные приемные терминалы – 62 работают и 127 находятся на различных стадиях планирования и строительства);
- высокой мобильностью, маневренностью и географической адаптивностью комплексов малотоннажного производства и использования СПГ;
- универсальностью технологического оборудования для любых категорий потребителей;
- продолжающимся расширением спектра транспортных средств, использующих СПГ;
- высокой степенью освоения криогенных технологий.

Калининградский комплекс в купе с комплексом в Выборге и, например, Белгороде позволяет обеспечить потребителей сжиженным и регазифицированным компримированным природным газом на начальных фазах проектов «Голубой коридор» и «Газовая магистраль». Реализации этих проектов способствует производство газовых грузовых (СПГ) автомобилей Mercedes и Iveco, а также газодизельного грузовика Volvo. В 2012 г. можно ждать появления грузового шасси КАМАЗ в версии СПГ.

Для справки: первая автомобильная заправочная станция в России появилась 100 лет назад. Сейчас в стране насчитывается более 70 тыс. АЗС, включая 45 тыс. АЗС общего пользования, 1,5-2 тыс. АГЗС, а также 252 АГНКС и 45 передвижных автозаправщиков.

Влияние высококипящих компонентов при производстве СПГ на ГРС

С.П. Горбачев,

профессор, гл. научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ», д.т.н.,

И.С. Медведков,

м.н.с. ООО «Газпром ВНИИГАЗ», аспирант

Наиболее эффективной технологией малотоннажного производства сжиженного природного газа (СПГ) является сжижение природного газа на газораспределительных станциях (ГРС) магистральных газопроводов. В этих случаях можно использовать перепад давления между магистральным и распределительным газопроводами и реализовать цикл внутреннего охлаждения, не требующего большого количества дорогостоящего технологического оборудования.

Изложены особенности сжижения природного газа как смеси метана и высококипящих компонентов различной суммарной концентрации в цикле с детандером на низком температурном уровне. Рассмотрено влияние высококипящих компонентов на параметры цикла и качество конечного продукта.

Ключевые слова: СПГ, ГРС, внутреннее охлаждение, сжижение, смеси.

Effect of high-boiling components in LNG production at GDS

S.P. Gorbachev, I.S. Medvedkov

The most effective technology of small production of liquefied natural gas (LNG) is liquefaction of natural gas at gas-distributing stations (GDS) of trunk gas pipelines. In this case it is possible to use the pressure difference between trunk pipeline and distribution pipeline and perform internal cooling cycle, which does not require a large number of expensive equipment.

Features of natural gas liquefaction as composition of methane and high-boiling components with their different total concentrations were given. Effect of high-boiling components presence on cycle parameters and end product quality was considered.

Keywords: LNG, GDS, internal cooling, mixtures, liquefaction.

Сжижение чистого метана

Малотоннажное производство СПГ на газораспределительных станциях магистральных газопроводов представляется наиболее эффективным, поскольку позволяет использовать существующий перепад давления между магистральным и газораспределительным газопроводами для реализации циклов с внутренним охлаждением без энер-

гозатрат на сжатие газа в компрессоре. С учетом невысокого перепада давления широкое распространение при производстве СПГ на ГРС получили циклы с расширительными устройствами (детандеры, вихревые трубы) и с внешним охлаждением (например, холодильные машины на смесевом хладагенте) [1]. Таким образом обеспечивается необходимая холодопроизводительность, которая

сказывается непосредственно на коэффициенте сжижения

$$k_L = \frac{L}{G},$$

где L – масса жидкого продукта (СПГ); G – масса сырьевого газа.

Коэффициент сжижения при этом характеризуется как масса полученного продукта, отнесенная к единице массы сырьевого газа, направленного в установку сжижения. Для циклов с внутренним охлаждением коэффициент сжижения варьируется в пределах 0,03...0,2 кг/кг [1]. В установках с внешним охлаждением его величина может возрасти до 0,9 кг/кг и выше. Однако при этом резко возрастает количество и стоимость технологического оборудования, а также стоимость его обслуживания. Как следствие, себестоимость СПГ в циклах с внешним охлаждением по сравнению с циклами с внутренним охлаждением может возрасти в 1,5-2 раза [1], благодаря чему циклы с внутренним охлаждением получили широкое распространение. Большим опытом проектирования, производства и эксплуатации установок, реализующих циклы с внутренним охлаждением, обладают ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург», ОАО «СИГМА-Газ», ОАО «Гелиймаш», ОАО «Криогенмаш», ОАО «Газпром ВНИИГАЗ».

При реализации цикла с внутренним охлаждением в установках сжижения природного газа на ГРС возникает ряд проблем, одной из которых является очистка газа от высококипящих компонентов и в первую очередь от диоксида углерода. Для эффективной реализации сжижения при минимальных затратах на технологическое оборудование предлагается использовать двухпоточную схему с детандером на низком температурном уровне [1] (рис. 1). Коэффициент сжижения такой установки может быть рассчитан следующим способом:

$$k_L = \frac{L}{G} = \frac{\psi \Delta h_{\text{дт}} + \Delta h_{\text{изт}} + \Delta h_{\text{н}}}{h_{\text{н}} - h_{\text{л}}},$$

где L – суммарный расход жидкого продукта (СПГ), кг/с; G – суммарный расход поступающего в установку сырьевого газа, кг/с; ψ – доля

Таблица 1

Расчетные составы природного газа

Компонент	Молярные доли для различных смесей		
	ВКК 1 %	ВКК 3 %	ВКК 5 %
Метан	99	97	95
Этан	0,5	2	3
Пропан	0,375	0,75	1,5
Бутан	0,125	0,25	0,5

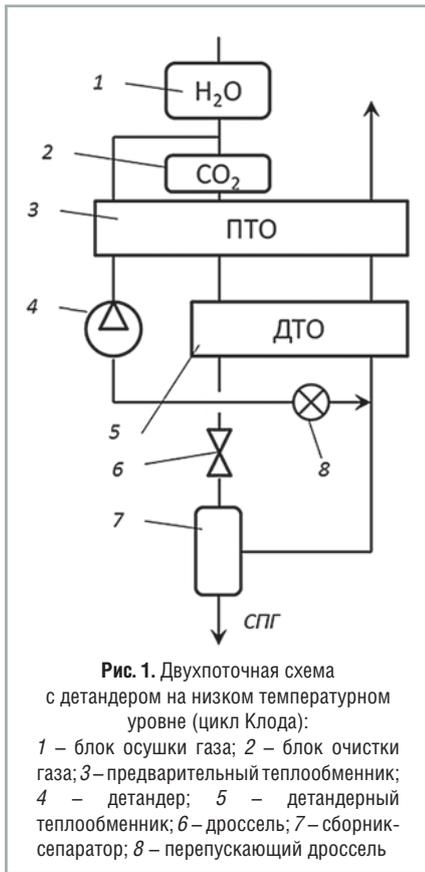


Рис. 1. Двухпоточная схема с детандером на низком температурном уровне (цикл Клода):

1 – блок осушки газа; 2 – блок очистки газа; 3 – предварительный теплообменник; 4 – детандер; 5 – детандерный теплообменник; 6 – дроссель; 7 – сборник-сепаратор; 8 – перепускающий дроссель

технологического потока (масса сырьевого газа, пущенного на детандер, отнесенная к общей массе газа, поступившего в установку), кг/кг; $\Delta h_{\text{дт}}$ – удельная работа детандера, кДж/кг; $\Delta h_{\text{изт}}$ – работа изотермического сжатия (разность удельных энтальпий потока сырьевого газа и обратного потока, возвращаемого в распределительный трубопровод), кДж/кг; $\Delta h_{\text{н}}$ – потери энтальпии на недорекуперацию (недогрев), характеризуются разностью температур между прямым и обратным потоками на горячем конце предварительного теплообменника, кДж/кг; $h_{\text{н}}$ – энтальпия обратного

потока, кДж/кг; $h_{\text{л}}$ – энтальпия жидкого продукта, кДж/кг.

Пути повышения производительности установки очевидны – это повышение удельной производительности детандера, регулировка доли технологического (детандерный) потока и уменьшение недорекуперации в теплообменниках.

Принцип расчета оптимальных условий функционирования такой установки заключается в последовательном определении температуры перед детандером и соотношения детандерного и производственного потоков с соблюдением минимально допустимой разности температур в детандерном теплообменнике [2]. Был проведен расчет предлагаемой схемы с использованием чистого метана в качестве циркулирующего хладагента, в результате которого были получены оптимальные температурные уровни включения детандера, определено соотношение потоков, детально рассмотрен теплообмен в детандерном теплообменнике с определением возможных условий возникновения «температурной засечки» (ситуация, возникающая в детандерном теплообменнике и связанная с охлаждением, как правило, докритического производственного потока, что обуславливает характерную «полочку» в qT -диаграмме) [2].

Однако практика показывает, что на ГРС чистый метан не сжижается. Остается открытым вопрос, связанный с весьма значительным влиянием на характеристики цикла высококипящих компонентов, которые, как правило, присутствуют в сырьевом газе. Очевидно также, что в результате неполной конденсации производственного потока после дросселя 6 (см. рис. 1) может сильно меняться состав СПГ. Поэтому знание оптимальных условий функционирования установки позволит определить не только максимальный выход продукта, но и его состав. Состав же конечного продукта напрямую обуславливает его качество [3] и сказывается на теплоте сгорания газифицированного СПГ. Благодаря наличию высококипящих компонентов в составе СПГ она оказывается выше теплоты сгорания чистого метана, что может привести к нежелательным последствиям при сгорании топлива в котлах и двигателях, рассчитанных на чистый метан.

Методами математического моделирования авторами были определены оптимальные параметры цикла с детандером на низком температурном уровне при сжижении природного газа с молярной долей высококипящих компонентов в сырьевом газе от 1 до 5 % (далее ВКК 1...5 %) (табл. 1).

Таблица 2

Результаты расчета цикла с холодным детандером для смесей ВКК 1...5 %

Рабочее тело	Температура за детандером, К	Удельная холодопроизводительность детандера, кДж/кг	Среднегарифмическая разность температур в детандерном теплообменнике, К	Кoeffициент сжижения, кг/кг	Влагосодержание на выходе из детандера, кг/кг
Чистый метан	136,14	180,87	8,20	0,191	0
ВКК 1 %	139,28	180,17	11,30	0,188	0,01
ВКК 3 %	144,23	178,71	14,99	0,182	0,05
ВКК 5 %	150,14	177,10	16,86	0,175	0,08

Примечание. Диапазон расширения в детандере 4,5...0,2 МПа; температура перед детандером 253 К; доля производственного потока 0,222 кг/кг; адиабатный КПД детандера 75 %.

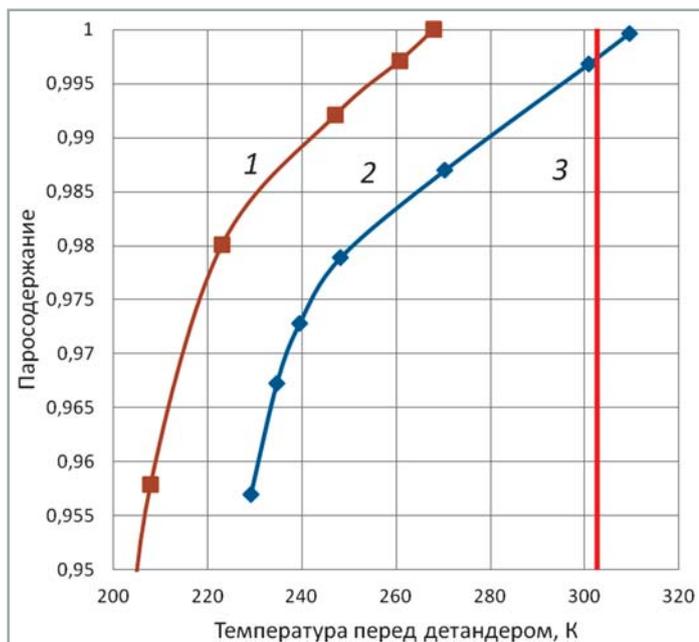


Рис. 2. Паросодержание в детандерном потоке при различных температурах перед детандером (смесь ВКК 1 %, адиабатный КПД детандера 75 %): 1 – диапазон расширения 3,5...0,6 МПа; 2 – диапазон расширения 4,5...0,2 МПа; 3 – температура окружающей среды 303,15 К

Особенности сжижения углеводородных смесей

Основные характеристики смесей ВКК 1...5 % с оптимальными для чистого метана параметрами (температура перед детандером и доля

условия функционирования детандера, соответствующие чистому метану, для смеси неприменимы. Видно, что для ВКК 5 % массовое паросодержание на выходе из детандера составляет 0,92. Из практики эксплуатации

производного потока) были определены по методике [4] расчетациклов с детандером на низком температурном уровне (табл. 2).

Анализ показывает, что даже при незначительной концентрации ВКК наблюдается конденсация рабочей смеси в детандерном потоке. Таким образом, оптимальные

детандерного оборудования известно, что высокая влажность при расширении ведет к снижению адиабатного КПД машины и усиленному износу ее элементов. Для турбодетандеров износ связан с периодическим контактом лопаток расширительного узла с капельной влагой, из-за чего происходит их эрозийное истачивание и появляется опасность возникновения неконтролируемых вибраций. Для машин объемного действия образование влаги чревато возможными гидравлическими ударами по причине несжимаемости жидкости [5].

Как показывает дополнительный расчет, при расширении в детандере смеси ВКК 5 % до получения состояния насыщенного пара наблюдается снижение коэффициента сжижения до 0,11 кг/кг (против 0,19 кг/кг для чистого метана). Заметим также, что даже при низком содержании ВКК в сырьевом газе расширение детандерного потока до состояния насыщенного пара приводит к значительному росту температуры перед детандером. Влияние допустимого паросодержания в детандерном потоке на температуру перед детандером хорошо видно на графике (рис. 2). Даже при малом содержании ВКК (1 %) температура перед детандером может достигнуть 303,15 К при массовом паросодержании 0,998, что требует ее снижения до температуры окружающей среды при сохранении постоянного влагосодержания после расширения. Среди мер по снижению температуры можно назвать следующие:

- повышение давления расширения за детандером и перепуск детандерного потока через дроссель в обратный поток;
- понижение адиабатного КПД детандера регулировкой лопаток турбодетандерной машины или целенаправленным использованием машин с низким КПД.

Были проведены оценочные расчеты процесса расширения в детандере (табл. 3).

Очевидно, что повышение давления за детандером приводит к снижению производительности установки (рис. 3). Поэтому при регулировке детандера следует максимально приблизить давление расширения

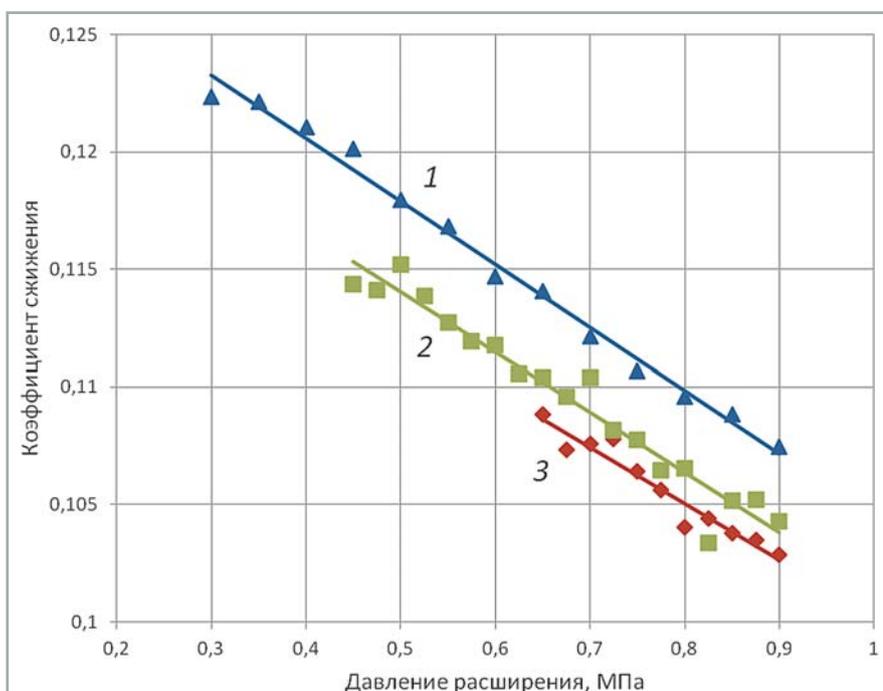


Рис. 3. Коэффициент сжижения в зависимости от выбранного давления расширения (расширение до насыщенного состояния с перепуском в обратный поток через дроссельный вентиль, максимальное давление 4,5 МПа, давление обратного потока 0,2 МПа, адиабатный КПД детандера 75 %): 1 – ВКК 1 %; 2 – ВКК 3 %; 3 – ВКК 5 %

Сравнение способов достижения состояния насыщенного пара при расширении в детандере

Параметры детандера	ВКК 1 %		ВКК 3 %		ВКК 5 %	
	Регулировка					
	КПД, %	p , МПа	КПД, %	p , МПа	КПД, %	p , МПа
	71,5	0,265	66	0,4	60	0,62
Удельная холодопроизводительность, кДж/кг	221,4	217,6	201	189,5	179,5	158,7
Температура расширения, К	177,55	179,45	185,49	190,55	193,9	204,15

Примечание. Температура начала расширения 303 К; максимальное давление 4,5 МПа; при регулировке давления адиабатный КПД принят 75 %; при регулировке КПД давление расширения принято 0,2 МПа.

к давлению обратного потока. При этом температура перед детандером будет возрастать (рис. 4), и от цикла с детандером на низком температурном уровне (см. рис. 1) целесообразно перейти к циклу с детандером на исходном температурном уровне (цикл Гейланда), где в предварительный теплообменник направляется только продукционный поток. Таким образом, за счет повышения давления за детандером можно исключить конденсацию газа в конце расширения, что позволяет использовать в качестве расширительного устройства традиционные турбодетандеры. При этом, однако, снижается эффективность цикла, и коэффициент сжижения уменьшается с 0,19 для чистого метана до 0,13...0,11 для смеси

ВКК 1...5 % (диапазон расширения 4,5...0,2 МПа, $\eta_{ад} = 0,75$).

В результате расчетов (см. табл. 3) было установлено, что в отличие от изменения давления за детандером изменение КПД позволяет проводить более гибкую регулировку производительности установки. При этом удельная холодопроизводительность оказывается выше, а температура расширения ниже. В случае повышенного паросодержания за детандером целесообразно уменьшать его КПД для снижения требуемой температуры перед детандером до температуры окружающей среды при сохранении постоянного давления расширения. Такой результат говорит о целесообразности использования на ГРС расширительных машин

с низкой эффективностью при расширении детандерного потока до состояния насыщенного пара с целью понижения температуры перед детандером до температуры окружающей среды.

При регулировке оборудования следует ориентироваться на содержание ВКК в сырьевом газе. При низком содержании ВКК (от 1 % и ниже) рекомендуется производить расширение до некоторого промежуточного давления с перепуском детандерного потока через дроссель в обратный поток, так как изменение давления расширения – значительно более простая в реализации технологическая процедура, чем регулировка КПД машины. В то же время не будет происходить значительное снижение производительности установки.

При сжижении смесей с повышенным содержанием ВКК (более 1 %) оптимальным будет использование расширительных машин с пониженным адиабатным КПД. Это фактически означает переход к использованию низкоэффективных расширительных машин (например, волновые [6], электрогазодинамические [7] детандеры). Одной из особенностей данных машин является принципиальная возможность производить расширение в парожидкостную область с частичной конденсацией газа в конце расширения.

В ходе расчетов было установлено, что для смеси ВКК 5 % при расширении до массового влагосодержания 0,06 в детандерном потоке коэффициент сжижения составляет 0,19 кг/кг. Такое значение коэффициента сжижения на 90 % превосходит коэффициент, получаемый при расширении в детандере до состояния насыщенного пара. При этом опыт эксплуатации

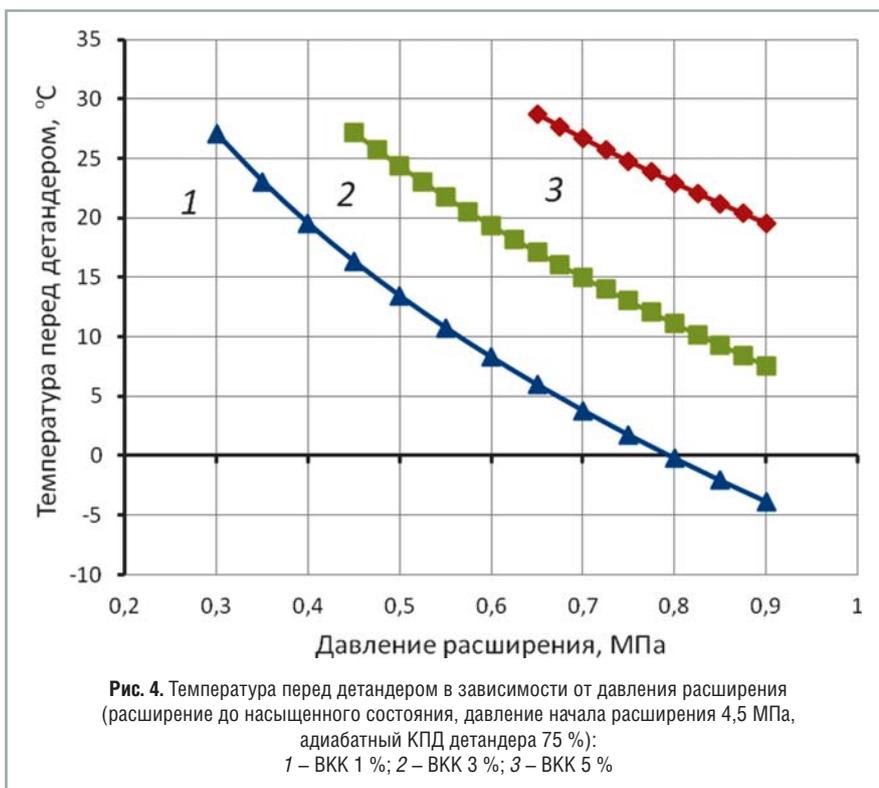


Рис. 4. Температура перед детандером в зависимости от давления расширения (расширение до насыщенного состояния, давление начала расширения 4,5 МПа, адиабатный КПД детандера 75 %):
1 – ВКК 1 %; 2 – ВКК 3 %; 3 – ВКК 5 %

показывает, что детандерные агрегаты даже широко распространенного турбинного типа могут достаточно продолжительно и без существенного снижения производительности работать в условиях образования влаги при расширении вплоть до массового влагосодержания 0,05 [8]. Поэтому можно рекомендовать вести расширение в детандере в область влажного пара с целью повышения производительности установки сжижения.

Очевидно, что столь невысокое допустимое влагосодержание не позволяет осуществлять сжижение максимально эффективно, но повышение коэффициента сжижения на 90 % при незначительном увеличении влагосодержания в детандерном потоке – это весьма существенный выигрыш в производительности установки даже с учетом повышения нагрузки на узлы детандерного агрегата.

Оптимизация сжижения углеводородной смеси при расширении детандерного потока в область влажного пара

Представляет интерес определение оптимальных условий функционирования установки сжижения с детандером на низком температурном уровне в зависимости от допустимого влагосодержания на выходе из детандерного агрегата, а также основных характеристик цикла в зависимости от принятого допустимого влагосодержания. При малом влагосодержании будет регулироваться адиабатный КПД детандера для снижения температуры перед детандером до температуры окружающей среды.

Для расчета теплофизических свойств углеводородных смесей применялось трехпараметрическое кубическое уравнение состояния [9]. Поиск решения происходил методом перебора оптимизационных параметров в заданном диапазоне с последовательным приближением по адаптивной сетке [10] с целью определения максимального коэффициента сжижения для схемы, приведенной на рис. 1.

На зависимостях коэффициента сжижения от массового паросодержания за детандером для различных

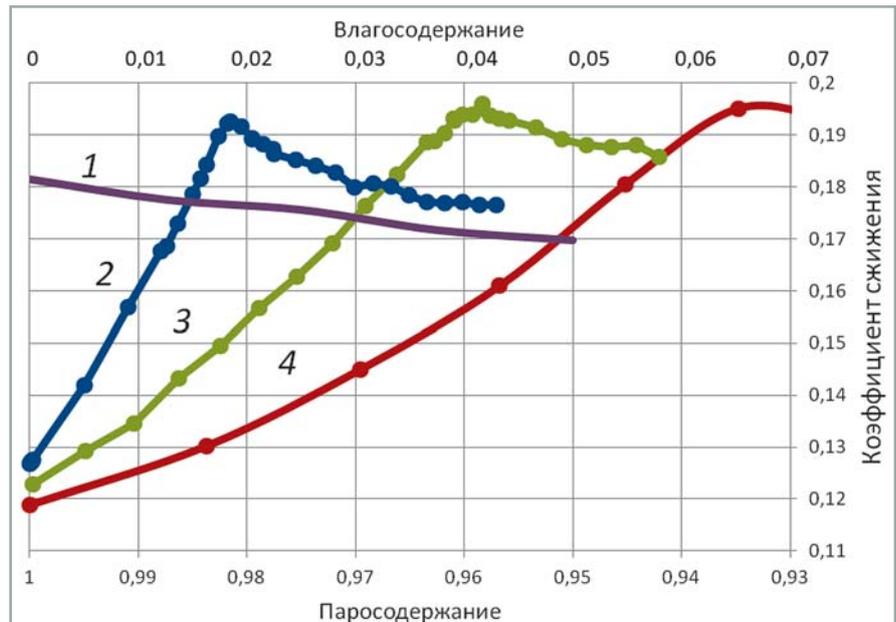


Рис. 5. Максимальные значения коэффициента сжижения в зависимости от допустимого влагосодержания в детандерном потоке (диапазон расширения 4,5...0,2 МПа, адиабатный КПД детандера 75 %): 1 – метан; 2 – ВКК 1 %; 3 – ВКК 3 %; 4 – ВКК 5 %

смесей углеводородов (рис. 5) отчетливо заметен максимум коэффициента сжижения для смесей ВКК 3 % и ВКК 1 % при массовом паросодержании после расширения 0,96 и 0,975 ($\pm 0,005$) соответственно.

Однако в отличие от метана, у которого данный максимум формируется в области перегретого пара (состояние технологического потока на

выходе из детандера), в случае с ВКК максимум образуется в области влажного пара. Причем максимум производительности для ВКК несколько выше, чем для чистого метана (на 1...5 %), и увеличивается по мере роста концентрации ВКК в смеси. При этом образование максимума производительности, как и в случае с чистым метаном, связано с явлением

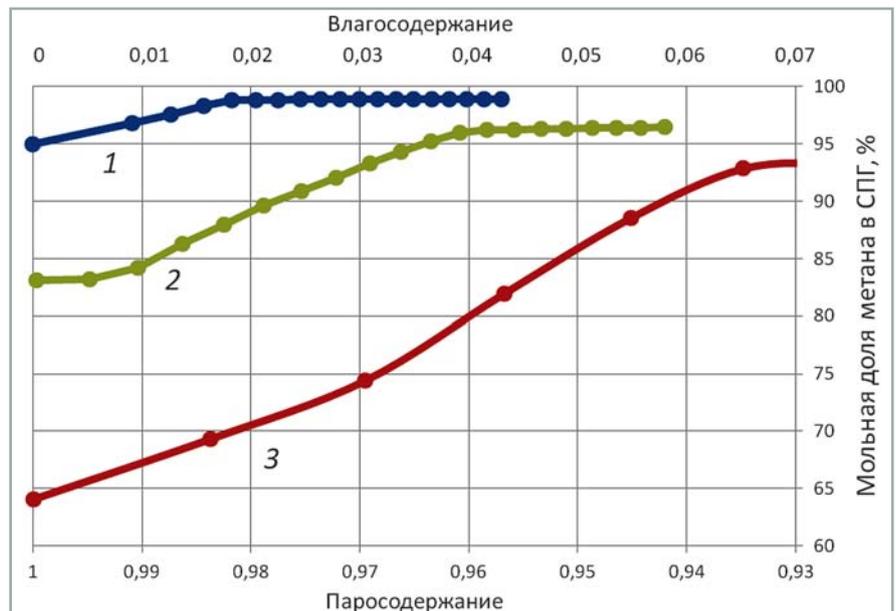


Рис. 6. Содержание метана в жидком продукте в зависимости от допустимого влагосодержания в детандере (диапазон расширения 4,5...0,2 МПа, КПД детандера 75 %): 1 – ВКК 1 %; 2 – ВКК 3 %; 3 – ВКК 5 %

Изменение состава СПГ (молярные доли, %) при сжижении многокомпонентной смеси в зависимости от температуры перед детандером

Температура, К	Коэффициент сжижения	Влаго-содержание	Метан	C ₂	C ₃	i-Бутан	n-Бутан	i-Пентан	n-Пентан	N ₂	CO ₂	O ₂
			Исходный состав									
			97,535	0,718	0,243	0,022	0,030	0,006	0,005	1,420	0,001	0,018
230,00	0,1208	0,0101	97,954	1,200	0,409	0,037	0,051	0,013	0,011	0,315	0,002	0,009
232,22	0,1170	0,0090	97,630	1,464	0,502	0,046	0,062	0,016	0,013	0,258	0,002	0,008
234,44	0,1136	0,0081	97,378	1,654	0,569	0,052	0,070	0,018	0,015	0,235	0,002	0,007
236,67	0,1098	0,0072	97,035	1,904	0,658	0,060	0,081	0,020	0,018	0,215	0,003	0,007
238,89	0,1087	0,0063	96,674	2,162	0,750	0,068	0,093	0,023	0,020	0,201	0,003	0,007
241,11	0,1063	0,0054	96,349	2,391	0,833	0,076	0,103	0,026	0,022	0,192	0,003	0,006
243,33	0,1043	0,0047	96,078	2,580	0,902	0,082	0,111	0,028	0,024	0,185	0,003	0,006
245,56	0,1016	0,0040	95,763	2,800	0,982	0,089	0,121	0,030	0,026	0,179	0,004	0,006
247,78	0,0990	0,0034	95,445	3,019	1,063	0,096	0,132	0,033	0,029	0,174	0,004	0,006
250,00	0,0974	0,0028	95,095	3,259	1,153	0,105	0,143	0,036	0,031	0,169	0,004	0,006
270,3	0,0817	0,0000	92,238	5,188	1,900	0,173	0,235	0,059	0,051	0,146	0,005	0,005

Примечание. Диапазон расширения в детандере 3,5...0,6 МПа; адиабатный КПД детандера 75 %.

«температурной засечки» в детандерном теплообменнике [2].

Особый интерес представляет изменение концентрации метана в жидком продукте (СПГ) в зависимости от влагосодержания в детандерном потоке (рис. 6). Увеличение влагосодержания за детандером приводит к увеличению доли сконденсированных легкокипящих компонентов (в данном случае метана) и повышению качества отпускаемого продукта [3]. Подробно тенденцию изменения состава газа в зависимости от температуры перед детандером можно проследить на примере сжижения сложной многокомпонентной смеси (табл. 4).

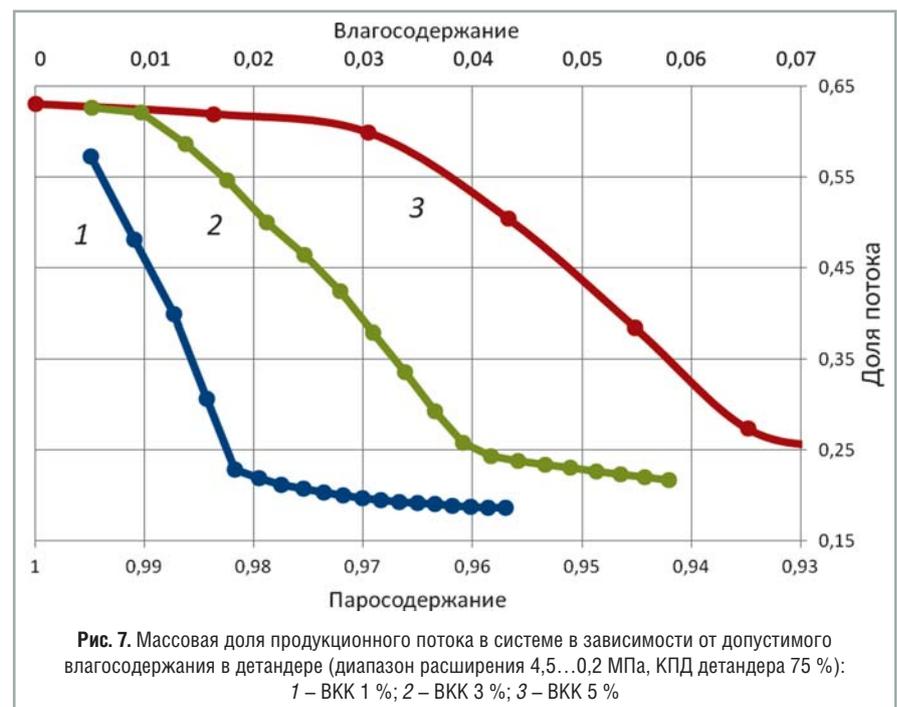
Заметим также, что с ростом влагосодержания значительно снижается и в области максимальной производительности достигает минимума доля продукционного потока. Это позволяет с максимальной эффективностью использовать двухпоточные схемы с упрощенной системой очистки [2], в которых очистке от диоксида углерода подвергается только продукционный поток. Поскольку стоимость очистки от CO₂ для таких схем прямо пропорционально зависит от величины продукционного потока, зависимость стоимости системы очистки в таких схемах от допустимого влагосодержания в детандерном потоке примет вид,

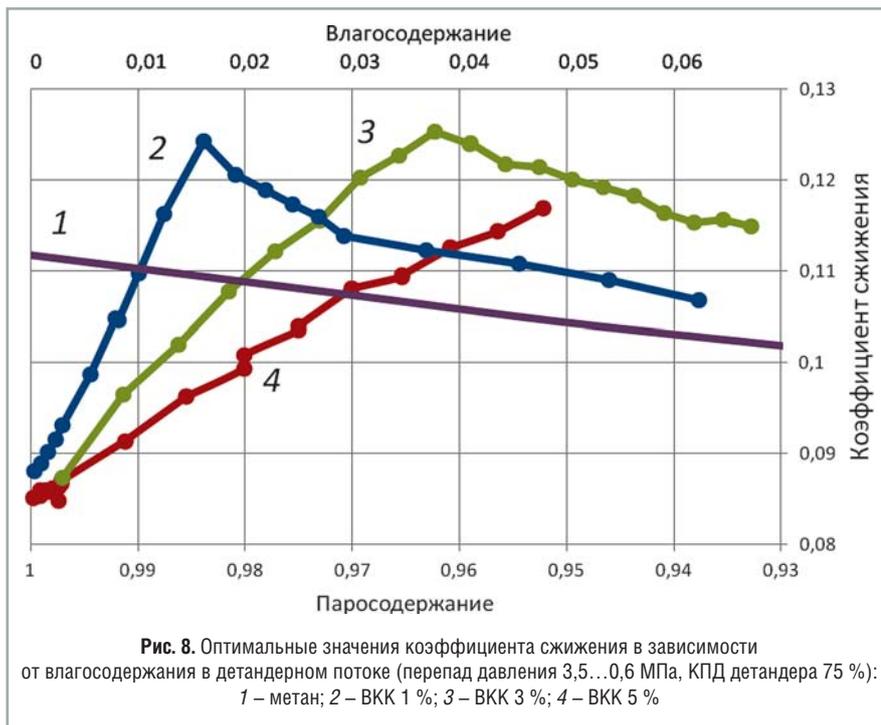
аналогичный зависимости доли продукционного потока от влагосодержания (рис. 7). Для чистого метана расширение в область влажного пара в детандере практически не приводит к снижению доли продукционного потока, поскольку в случае чистого метана продукционный поток сжижается практически полностью, и такое снижение характерно только для углеводородных смесей.

Полученные результаты для заданного перепада давлений 4,5...0,2 МПа

могут быть качественно перенесены и на другие случаи. В частности, были получены максимальные коэффициенты сжижения в зависимости от влагосодержания в детандерном потоке для перепада давлений 3,5...0,6 МПа (рис. 8).

При использовании волнового или электрогазодинамического детандеров представляет интерес расчет схемы (см. рис. 1) с низкоэффективным детандером, имеющим КПД 55...65 % [6, 7]. Результаты





проведенных расчетов (рис. 9) показали, что вид зависимости коэффициента сжижения от влагосодержания в детандерном потоке для различных составов смесей качественно сохраняется. Количественно же коэффициент сжижения для смесей при расширении в парожидкостную область в случае использования низкоэффективных детандеров

может превосходить коэффициент сжижения для чистого метана на 14...17 %.

В результате оптимизационных расчетов параметров схемы с детандером на низком температурном уровне для смесей метана и высококипящих компонентов различной суммарной концентрации было установлено следующее.

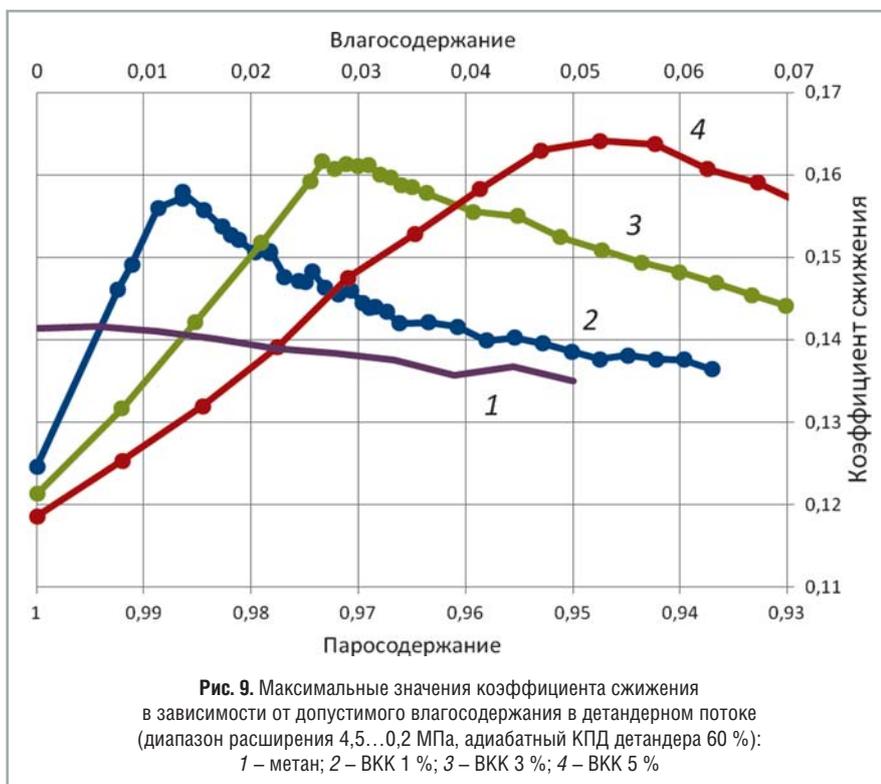
1. При производстве СПГ по циклу с внутренним охлаждением при работе в области максимальной производительности установки практически всегда происходит конденсация высококипящих компонентов в расширительной машине, что может привести к нарушению ее работы.

2. Современные турбодетандеры работают без существенного снижения эффективности при расширении в парожидкостную область с массовым влагосодержанием 5...7 %. Вплоть до суммарного содержания в сырьевом газе ВКК 3...5 % работа турбодетандера во влажной области позволяет достигнуть максимальной производительности установки сжижения, обеспечить удовлетворительное качество СПГ, повысить эффективность двухпоточных схем, которые применяются при высоком содержании диоксида углерода в исходном газе.

3. При более высоком содержании ВКК в сырьевом газе и в случае необходимости работать в области с большим влагосодержанием в качестве расширительных машин целесообразно использовать специальные турбодетандеры, а также волновые и электрогазодинамические детандеры.

Литература

1. Горбачев С.П., Попосов А.И. Оценка эффективности малотоннажного производства СПГ на газораспределительных станциях: сб. трудов конф. в рамках выставки «Газовая промышленность России. Актуальные аспекты 2007». – М.: 2008. – С. 50-53.
2. Люгай С.В. Повышение эффективности сжижения природного газа на газораспределительных станциях магистральных газопроводов: Автореф. дис. канд. техн. наук. – М.: 2010. – 24 с.
3. ГОСТ ISO 13686:1998. Природный газ. Определение качества. Проект, окончательная редакция. – С. 2.
4. Епифанова В.И. Разделение воздуха методами глубокого охлаждения. Технология и оборудование. Т.1. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1973. – 468 с.
5. Архаров А.М., Буткевич И.К. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты. – М.: Изд. МГТУ им. Баумана, 2011. – 582 с.
6. Семенов В.Ю., Лаухин Ю.А. Результаты экспериментальных исследований криогенного волнового детандер-компрессора // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2009. – № 4. – С. 23-25.
7. Бумагин Г.И., Попов Л.В., Раханский А.Е., Рогольский Е.И. Электрогазодинамический генератор-детандер (ЭГД-ГД) и его применение для сжижения природного газа // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – № 1 (7). – С. 41-47.
8. Гриштуин М.М., Севастьянов А.П., Селезнев Л.И. Паротурбинные установки с органическими рабочими телами. – Л.: «Машиностроение», 1988. – 219 с.
9. Троценко А.В., Вальякина А.В. Моделирование термодинамических свойств рабочих тел на основе трехпараметрических кубических уравнений состояния // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 2 (106). – С. 38-42.
10. Nocedal J., Wright S.J. Numerical Optimization. Springer series in operations research, 1999. – 634 с.



В центре внимания – технологии и оборудование для СПГ

Монография Е.Б. Федоровой «Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование», вышедшая в Российском государственном университете нефти и газа им. И.М. Губкина (2011, ISBN 978-5-91961-045-8), представляет интерес для широкого круга специалистов нефтегазовой отрасли, работающих в области сжижения природного газа, а также для аспирантов, магистрантов и научных работников, изучающих вопросы сжижения, хранения, транспортировки и регазификации СПГ.

Работа состоит из введения, 8 глав, заключения, приложения и библиографического списка из 117 наименований.

Во введении отражена возрастающая роль СПГ в мировом энергетическом балансе, дано описание производственно-сбытовой цепи СПГ как совокупности взаимосвязанных структурных элементов, сделан акцент на роли технологий в дальнейшем развитии индустрии СПГ.

Первая глава содержит описание физико-химических свойств сжиженного природного газа, сравнение примерных составов природного газа и СПГ, в ней приведены пределы воспламенения СПГ, свойства паров, образующихся при испарении СПГ, характеристика такого важного показателя, как высшая теплотворная способность СПГ, на основании которого формируется его цена.

Во второй главе рассматриваются области применения СПГ в качестве топлива в энергетике и для различных видов транспорта – автомобильного, железнодорожного, морского, речного и авиационного.

Исторический анализ зарождения и развития промышленного производства СПГ от первых научных исследований в области сжижения газов до становления современной высокотехнологичной мировой индустрии СПГ представлен в третьей главе.

Достоинством четвертой главы является полное описание всех крупнотоннажных технологических процессов сжижения газа, нашедших применение в промышленности, и многих широко используемых малотоннажных процессов, даны их принципиальные схемы, показаны преимущества и недостатки.

Пятая глава посвящена техническим и технологическим аспектам хранения СПГ, приведены типы и конструкции резервуаров для хранения в крупнотоннажном и малотоннажном производствах, особенности эксплуатации резервуаров.

В следующей главе приведены классификация танкеров СПГ по грузместимости и конструкциям грузовых танков, их характеристики и конструктивные особенности, описание перспективного танкера ледового класса для перевозок СПГ по Северному морскому пути, особенности загрузки и выгрузки танкеров, способы транспортировки СПГ сухопутным и воздушным путями.

Вопросы регазификации СПГ, общий принцип устройства регазификационного терминала, технология регазификации СПГ и различные конструкции испарителей – морского открытого типа, погружного с горелкой, воздушных и кожухотрубчатых испарителей – рассмотрены в седьмой главе.

В последней главе анализируются основные перспективные направления развития производства СПГ: создание плавучих производственных и приемных терминалов, сжижение природного газа из нетрадиционных источников (сланцевый газ и метан угольных отложений), расширение малотоннажного производства, модульная стратегия строительства объектов, размещение производства СПГ в арктических районах.

В заключении автор кратко излагает основные результаты проведенного исследования и делает выводы о необходимости дальнейшего совершенствования технологий и оборудования по всем звеньям производственно-сбытовой цепи СПГ, в частности, адаптации технологических процессов сжижения к экстремальным климатическим условиям, разработки энергоэффективных технологий производства СПГ и модульного оборудования для малых месторождений природного газа, адаптации технологий подготовки и сжижения газа к условиям эксплуатации нетрадиционных месторождений газа.

Актуальность и своевременность данного издания, обусловленные систематизацией научной и технической информации в области производства, хранения, транспортировки и регазификации СПГ, усилены дефицитом научно-технической литературы по этим вопросам как в России, так и за рубежом.



Водородная энергетика и современный транспорт

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

Анализируется мировой опыт практического внедрения водородной энергетике в сферу автомобильных технологий. Обсуждается возможность поэтапного развития исследований в области водородной транспортной энергетике России.

Ключевые слова: альтернативное топливо, водород, экологическая безопасность, топливно-экономические показатели, водородная энергетика транспорта, парниковый эффект, транспортные средства.

Hydrogen energetics and modern transport

V.M. Fomin, D.V. Shevchenko

World experience of practical introduction of hydrogen energetics in sphere of automobile technologies is analyzed. Possibility of stage-by-stage development of researches in the field of hydrogen transport energetics of Russia is discussed.

Keywords: alternative fuel, hydrogen, environmental safety, fuel and economic indexes, hydrogen energetics of transport, greenhouse effect, means of transport (or transportation).

Концепция водородной энергетике зародилась в мире в середине 70-х гг. прошлого столетия. Использование водорода, как единственного экологически чистого энергоносителя, рассматривается в большинстве международных проектов прежде всего с точки зрения снижения экологического давления на окружающую среду, решения планетарной проблемы парникового эффекта и региональных экологических проблем. Действительно, при сжигании водород не дает никаких вредных выбросов и в том числе не образует CO_2 .

В рамках развития этой концепции в 1974 г. была создана Международная ассоциация по водородной энергетике, в которую, наряду с другими

промышленно развитыми странами, вошел СССР. Координацию работ на тот период осуществляли Комиссия АН СССР по водородной энергетике и Институт атомной энергии им. И.В. Курчатова.

Весьма быстро идея водородной энергетике привлекла внимание международного научного сообщества, и стало интенсивно формироваться всемирное водородное движение. В 80-х гг. концепция водородной энергетике была полностью разработана и детализирована, был осуществлен ее наукометрический анализ и разработана структура [1, 2].

В настоящее время научно-исследовательские работы по водородной энергетике проводятся более чем в 40 странах мира, а в ряде стран

приняты национальные программы и реализуются крупные проекты по развитию водородной энергетике (Япония, Германия, США). По многим направлениям интенсивно началось практическое освоение водородной техники.

Началась коммерциализация водородной техники. Выяснилось, что даже частичное вхождение в жизнь водородной энергетике повлечет за собой серьезные структурные изменения в экономике в целом. В связи с этим стало все более широко использоваться понятие «водородная экономика» [2].

Достигнутый на сегодняшний день технический уровень позволяет перейти к практическому использованию перспективного экологически чистого энергоносителя в транспортных системах. Однако основными условиями широкомасштабного применения водорода на транспорте являются наличие соответствующей базы для его производства и распределения, а также экономически оправданная стоимость этого газа.

Стоимость водорода как энергоносителя в настоящее время существенно превышает стоимость традиционных нефтяных топлив. В сложившихся условиях возрастает интерес к технологиям производства водорода с использованием возобновляемых источников энергии, в том числе биомассы. Одной из особенностей технологии его выработки из биомассы является снижение содержания в атмосфере диоксида углерода, который поглощается в процессах фотосинтеза при выращивании биологического сырьевого продукта, что способствует уменьшению парникового эффекта в биосфере.

Внедрение водородной энергетике в автомобильную сферу в первую очередь связывают с хорошо освоенными традиционными технологиями, основанными на применении в транспортных средствах поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Перспективность применения водорода в качестве моторного топлива

для АТС подтверждена исследованиями, в том числе непосредственно в условиях эксплуатации. Моторные свойства водорода – высокие детонационная стойкость, скорость и полнота сгорания, широкие пределы воспламеняемости – благоприятствуют созданию водородных транспортных двигателей.

Вместе с тем при использовании водородного двигателя возникают проблемы, затрудняющие получение таких же показателей, как у традиционного бензинового ДВС. Во-первых, хотя теплота сгорания водорода в расчете на единицу массы (120 тыс. кДж/кг) почти втрое выше, чем у бензина, стехиометрическое соотношение водорода и воздуха также примерно втрое выше. В сочетании с низкой плотностью газообразного водорода это приводит к тому, что теплота сгорания единицы объема водородовоздушной смеси ниже, чем у бензовоздушной. Это означает пропорциональное снижение удельной мощности водородного двигателя по сравнению с бензиновым аналогом при равных условиях организации процесса [3]. К тому же существует еще ряд причин, затрудняющих использование стехиометрических смесей в водородном двигателе.

Одной из проблем, связанных с переводом поршневых двигателей на водородное топливо, является вероятность преждевременного (калильное) воспламенения водородосодержащей смеси, которое приводит к обратным вспышкам (хлопок) смеси во впускном коллекторе, достаточно опасным с точки зрения надежности и безопасности эксплуатации. Аналогичные явления были обнаружены большинством исследователей и в опытах с непосредственной подачей водорода в двигатель [3]. Установлено, что их причина – не самовоспламенение смеси, а ее контакт с нагретыми деталями камеры сгорания или отработавшими газами (ОГ). По этим данным, а также по результатам специально поставленных экспериментов установлена надежная

корреляция между границей хлопков во впускном коллекторе и удельным количеством теплоты, подводимой при сгорании, на единицу массы рабочего тела.

Кроме того, при переводе существующих двигателей на водородное топливо следует считаться с возможностью существенного повышения механических и тепловых нагрузок на детали двигателя. Причина этого – высокая скорость сгорания водорода. При отсутствии специальных мероприятий это приводит к повышению давления и температуры в цилиндре двигателя.

Повышенная температура в зоне сгорания водорода приводит к ускоренному образованию оксидов азота из-за окисления атмосферного азота. Это может свести на нет эффект от высокой полноты сгорания водорода и устранения при этом оксидов углерода и углеводородов, поскольку оксиды азота обладают более сильным отравляющим действием, чем соединения углерода.

Таким образом, кроме очевидных преимуществ водородного топлива, необходимо учесть весь комплекс факторов, которые могут вызвать ухудшение мощностных, экономических и экологических показателей ДВС, и наметить пути их устранения или компенсации.

Наиболее очевидным способом компенсации потери мощности является применение газотурбинного наддува при том же значении α . Для предотвращения существенного повышения температуры сгорания требуется охлаждение наддувочного воздуха до 70°C , что вполне осуществимо при использовании современных эффективных теплообменников. В этом случае, как показали исследования [3], температура деталей в опасных точках камеры сгорания не выходит за допустимые пределы, а концентрация оксидов азота оказывается такой же низкой, как и при работе на водороде при $\alpha = 2$ без наддува. Полученные результаты позволяют наметить основные

направления развития водородных двигателей с искровым зажиганием, которое должно базироваться на использовании обедненных смесей и применении наддува с охлаждением наддувочного воздуха.

Системы аккумулирования водорода на борту транспортного средства

При использовании водорода в качестве топлива для двигателей АТС одной из наиболее важных задач является разработка экономически оправданного, гибкого в использовании комплекса бортовых систем аккумулирования водорода. Понятием «аккумулирование водорода» объединяются методы и процессы хранения водорода как индивидуального вещества и процессы, в которых водород хранится в связанном виде. Во всех случаях аккумулирование водорода сопровождается затратами энергии и требует капиталовложений в создание среды аккумулирования и системы хранения в целом.

В настоящее время принципиально возможны следующие способы бортового аккумулирования водорода:

- в газообразном состоянии под давлением в емкостях различных типов;
- в твердофазном связанном состоянии в гидридах металлов;
- в жидком состоянии в криогенных емкостях;
- в химически связанном состоянии в жидких средах.

Наиболее простым и не требующим разработки новой технологии является способ хранения водорода в баллонах при высоком давлении. Баллоны нового поколения, рассчитанные на давление 70-100 МПа, позволяют улучшить показатели энергоемкости данного способа. Одним из наиболее безопасных способов хранения водорода, особенно для автомобилей коммунального хозяйства, является хранение его в связанном состоянии в металлгидридных аккумуляторах. Технологический ре-

курс таких аккумуляторов достигает 15 тыс. циклов заряда–разряда.

Более высокие массовые и энергетические показатели имеет криогенная система хранения водорода в сжиженном состоянии при глубоком охлаждении. Жидкий водород имеет температуру кипения $-252,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ и плотность $0,071\text{ кг/л}$, тогда как под давлением 30 МПа его плотность составляет только $0,025\text{ кг/л}$. Следовательно, он более компактен, чем сжатый, и обеспечивает более высокую энергоёмкость системы бортового хранения. Однако значительный объём системы требует серьёзного изменения кузова и уменьшает его полезный объём. Большой проблемой остаётся утечка водорода из баллонов. Даже для баллонов с многослойной изоляцией и тепловым экраном потери водорода за счёт испарения составляют до $1-3\%$ в сутки.

Рассмотренные выше способы и средства хранения водорода заметно уступают по показателю энерговооружённости традиционным топливным бакам (таблица), не говоря уже о том, что в техническом отношении они неизмеримо сложнее систем хранения и транспортировки жидких нефтяных топлив. Перевод транспортных двигателей на питание водородом связан не только с проблемой энерговооружённости (запаса хода) этих средств, но и с созданием развитой инфраструктуры для его транспортировки к местам заправки, а также созданием сети заправочных станций.

Одним из альтернативных решений данных проблем является использование систем аккумуляции водорода на борту АТС в

химически связанном состоянии (жидкое химическое соединение). Водородосодержащий газ получается при конвертировании этого соединения в бортовом термохимическом реакторе с использованием теплоты ОГ. Выбор сырьевого продукта для бортового генерирования водорода является компромиссом, учитывающим доступность продукта и его массовое производство, температурные условия конверсии, количество водорода, образующегося при конверсии, и стоимость.

На сегодняшний день хорошо отработана технология бортового получения водородного газа с использованием метанола [5-7]. Целесообразность его использования обусловлена повышенным содержанием водорода (его молекулярная доля в соединении CH_3OH составляет $2/3$). Массовый показатель среды аккумуляции водорода в виде жидкого метанола составляет порядка $8,5\text{ кг/кг H}_2$. Массовое содержание водорода в единице объёма жидкого метанола почти в $1,5$ раза превышает плотность жидкого криогенного водорода. Для условий эксплуатации АТС важно также и то, что хранение водорода в химически связанном состоянии в жидкой среде обуславливает высокую безопасность АТС при аварийных ситуациях.

Перспективное внедрение водородной энергетики в сектор транспортного потребления повсеместно связывают с переходом от традиционных технологий, основанных на поршневых ДВС, к энергетическим системам с водородными электрохимическими генераторами (ЭХГ). Однако широкое внедрение в массовое

производство этих систем пока ещё сдерживается их высокой себестоимостью. Затраты на создание ЭХГ в настоящее время на два порядка выше, чем на ДВС. Полагают [1], что потребуется не менее 10 лет, чтобы решить проблему снижения стоимости энергоустановки с топливными элементами (ТЭ) до приемлемого уровня.

Тем не менее, оптимизм внушает то, что характеристики ТЭ и энергоустановок на их основе за последние годы имеют тенденцию к улучшению, увеличивается их удельная мощность и ресурс, снижается стоимость. За последние десятилетия в мире создано большое количество опытных образцов АТС и высокоэффективные коммерческие энергоустановки на основе ЭХГ. Вполне очевидно, что применение ЭХГ выведет энергетику и транспорт на качественно новый уровень развития. При этом эксплуатация водородных автомобилей в массовом масштабе потребует создания водородной заправочной инфраструктуры. Поэтому это направление развития водородной экономики также находится под пристальным вниманием компаний, намеренных осуществить широкую коммерциализацию водородных автомобилей.

Таким образом, развивающаяся в настоящее время в мире водородная техника потенциально способна обеспечить в ближайшие десятилетия реальное вхождение водородной энергетики в автотранспортный комплекс индустриально развитых стран.

Анализируя состояние проблемы транспортной водородной энергетики в России, можно отметить, что в

Сравнительные характеристики способов хранения водорода

Способ хранения	Максимальное давление в системе, МПа	Характеристики системы, отнесенные к единице массы H_2		Потери H_2 , %	Безопасность
		Масса, кг/кг H_2	Объём, л/кг H_2		
Газобаллонный	15,0	100-110	95	–	Средняя
В жидком виде	0,1-0,15	8-10	40-50	1-3	Средняя
В гидридах	2,0-2,5	95-100	25-30	–	Высокая

области концептуальных разработок российская наука находится на вполне приемлемом мировом уровне [1, 3, 4]. В стране имеется большой научный и технический потенциал в области водородных (в частности, ракетных) технологий.

С учетом существующего финансового и технологического состояния автомобилестроительной отрасли в России развитие работ в области водородной транспортной энергетики, на наш взгляд, целесообразно осуществлять поэтапно.

К актуальным первоочередным задачам следует отнести разработку автомобильных ДВС, частично (малые добавки к основному топливу) использующих водород. Достоинствами данных проектов являются их быстрая реализация в серийном производстве, значительное (до 45 %) снижение выбросов вредных веществ и улучшение экономичности (до 15-20 %) автомобиля.

Более сложная проблема – использование водорода в качестве основного топлива для автомобильных двигателей. На данном этапе она предопределяет необходимость решения следующих задач:

- разработку наиболее эффективных способов преобразования химической энергии водорода в энергию движения автомобиля;
- разработку безопасных и эффективных способов хранения водорода на борту автомобиля;

- решение вопросов экономически оправданного промышленного получения водорода в необходимых количествах.

К проблеме широкого внедрения водородных энергетических систем на транспорте следует дополнительно отнести отсутствие инфраструктуры заправки автомобилей жидким или газообразным водородом. Из рассмотренного выше следует, что широкомасштабное использование водорода на автотранспорте в качестве основного топлива в России на ближайший период лишено реальности.

Поэтому более предпочтительной на данный период представляется идея разработки энергетических установок на базе отечественных серийных двигателей, работающих на водородном топливе, которое синтезируется непосредственно на борту транспортного средства из альтернативных сырьевых источников с большим компонентным содержанием водорода (например, метанол или метан). Опытные варианты таких энергоустановок, успешно прошедших стадию стендовых и дорожных испытаний на автомобиле, реально существуют [5-7]. Проблема связана лишь с их последующим внедрением в сферу серийного производства.

Априори концепция создания энергетической установки в составе базового серийного ДВС и системы конверсии жидких углеводородных продуктов в водородосодержащий

газ для питания двигателя представляется весьма перспективной. Практическая реализация подобной концепции не требует переналадки существующих технологий и не связана с серьезными техническими и финансовыми затратами. В качестве базового двигателя может быть использована любая серийная модель ДВС. Основным элементом конверсионной системы реактор представляет собой простейшую конструкцию теплообменного аппарата, массовые и габаритные характеристики которого (в объеме обычного глушителя) обеспечивают удобство его установки в выпускной системе двигателя. При этом для организации конверсионного процесса используется бесплатная тепловая энергия ОГ двигателя.

Важным стимулом дальнейшего развития подобного способа функционирования транспортной энергетической установки является то, что он обладает возможностями совокупного самосовершенствования по комплексу показателей. Его реализация, в частности, позволяет утилизировать на основе принципа термохимической регенерации отходящую тепловую энергию [9], совершенствовать процессы сгорания, улучшать экологические качества установки, обеспечивая при этом ресурсосбережение вследствие замены традиционного нефтяного топлива альтернативным энергоносителем из возобновляемых, в том числе биологических, источников. Использование подобных энергетических установок на отечественном транспорте обуславливает для него реальную возможность достижения мирового уровня по эколого-экономическим показателям.

К среднесрочным перспективам можно отнести создание автомобилей с комбинированными (гибридные) энергоустановками на базе ДВС, работающего на водородном топливе, синтезируемом на борту АТС. Бортовая система синтеза водородосодержащего топлива при использовании ее на автомобилях



Рис. 1. Автомобиль «Антэл-2»



Рис. 2. Автомобиль «Бычок» с энергетической установкой на основе ЭХГ

установками на основе ЭХГ (рис. 1). В качестве реального национального успеха в этой области можно назвать создание во ФГУП «НАМИ» опытного образца автомобиля на базе автомобиля «Бычок» с энергетической установкой на основе водородного ЭХГ (рис. 2).

Приведенные выше примеры убедительно свидетельствуют о том, что развивающаяся в настоящее время в стране водородная техника, основанная на конкретных технических решениях, потенциально способна обеспечить в ближайшие десятилетия реальное вхождение водородной энергетики в автотранспортный комплекс России.

При этом современное состояние отечественного научного и технологического прогресса в сфере водородной энергетики обуславливает возможность уже сегодня приступить к практической реализации отдельных апробированных инновационных технологий на транспорте и тем самым не только оздоровить экологическую обстановку в мегаполисах, но и приблизить сроки более широкого освоения российской водородной техники.

с гибридной силовой установкой дополняет и совершенствует общеизвестные положительные эксплуатационные качества последней.

К дальнесрочным проектам относится разработка автомобилей с энергоустановками на базе ТЭ. Отдаленность перспективы создания подобных автомобилей с электрическим приводом обусловлена, в первую очередь, отсутствием компактных ТЭ в Российской Федерации с ресурсными и рабочими характеристиками, приемлемыми для автомобильного транспорта. Существующие системы с ЭХГ, используемые в отечественном космическом комплексе, для их применения на наземных транспортных средствах требуют серьезных усовершенствований по своим эксплуатационным характеристикам и цене.

Главным фактором, стимулирующим необходимость разработки транспортных энергоустановок с ЭХГ, является насущная необходимость создания экологически чистого транспортного средства с нулевой токсичностью. Поэтому применение ЭХГ в составе энергетических установок АТС уже сейчас рассматривается как одно из наиболее перспективных направлений

развития автомобильной отрасли в России. Доказательством тому служит ряд конкретно реализованных проектов. Например, Волжский автомобильный завод в содружестве с Ракетно-космическим комплексом «Энергия» разработал опытные образцы легковых автомобилей «Антэл-1» и «Антэл-2» с энергетическими

Литература

1. **Дмитриев А.Л.** Экономические и технические проблемы развития водородного транспорта с целью улучшения экологического состояния окружающей среды // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE). – 2004. – № 1 (9). – С. 14-18.
2. **Goltsov V.A., Veziroglu T.N.** From hydrogen economy to hydrogen civilization // Intern. J. Hydrogen Energy. – 2001. – Vol. 26. – P. 909-915.
3. **Галышев Ю.В.** Анализ перспективы создания водородных двигателей // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAEE. – 2005. – № 2 (22). – С. 19-23.
4. **Коротеев А.С., Миронов В.В., Смоляров В.А.** Перспективы использования водорода в транспортных средствах // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE). – 2004. – № 1(9). – С. 5-13.
5. **Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А.** Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на водородно-дизельных топливных композициях // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAEE. – 2005. – № 7. – С. 32-42.
6. **Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А.** Водород – альтернативный энергоноситель для автотранспорта: проблемы и решения // АГЗК+АТ. – 2004. – № 1 (13). – С. 43-48.
7. **Фомин В.М., Платунов А.С.** Водород как химический реагент для совершенствования показателей работы автомобильного двигателя с НВБ // Транспорт на альтернативном топливе. – 2011. – № 4 (22). – С. 30-37.

Рабочие процессы водородного дизеля и улучшение его экологических показателей

Р.З. Кавтардзе,
профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

Рассмотрены особенности внутрицилиндровых процессов водородного дизеля, работающего с воспламенением от сжатия газообразного водорода, впрыскиваемого в цилиндр в конце процесса сжатия. Рассмотрены возможности снижения концентрации оксидов азота в продуктах сгорания водородного дизеля.

Ключевые слова: водородный дизель, газообразный водород, оксид азота.

Working process of the hydrogen diesel engine and improvement of its ecological indicators

R.Z. Kavtaradze

Features of intra-cylinder processes of the hydrogen diesel engine working with ignition from compression of gaseous hydrogen, injected into the cylinder in the end of compression process are considered. The possibilities of reducing the concentration of nitrogen oxides in combustion hydrogen-diesel.

Keywords: Hydrogen diesel, hydrogen gas, nitric oxide.

Для большинства научных публикаций, в том числе монографий, посвященных вопросам применения водорода в качестве моторного топлива, наиболее перспективного среди альтернативных топлив, характерным является следующее:

- схематическое описание дополнительных устройств (смесители, инжекторы, баллоны, топливные элементы и т.п.), необходимых для перевода двигателей на газообразный или жидкий водород;
- рассмотрение вопросов производства, хранения и транспортировки водорода, безопасности его применения в поршневых двигателях;

- при расчетно-теоретических исследованиях использование без должного обоснования подходов, методов, соотношений, формул и т.п., полученных для двигателей, работающих на традиционных топливах;
- при экспериментальных исследованиях ограничение констатацией и анализом внешних эффективных и экологических параметров исследуемых двигателей без исследования основных причин их изменения – внутрицилиндровых теплофизических процессов.

Не умаляя значимость этих вопросов, следует подчеркнуть, что первостепенное значение при переходе на любое из альтернативных топлив имеют теплофизические процессы, протекающие в цилиндре конвертированного двигателя. Необходимо также отметить, что в современной научно-технической литературе в основном затрагиваются вопросы применения водорода в двигателях с искровым зажиганием или в качестве добавки к традиционным моторным топливам (бензин, дизельное топливо).

Рассмотрим концепцию водородного дизеля с самовоспламенением непосредственно впрыскиваемого в цилиндр газообразного водорода. Проанализируем внутрицилиндровые процессы водородного дизеля в целях улучшения его экологических и эффективных показателей.

Преимущества водородного дизеля

Водород – самый легкий газ, он легче воздуха в 14,5 раза. Очевидно, что чем меньше масса молекул, тем выше их скорость при одной и той же температуре. Молекулы водорода движутся быстрее молекул любого другого газа и быстрее переносят теплоту. В результате водород обладает самой высокой теплопроводностью среди газообразных веществ. Для сравнения: теплопроводность водорода $\lambda = 0,1815$ Вт/(м·К) при атмосферном давлении и температуре $t = 20$ °С, что примерно в семь раз выше теплопроводности воздуха $\lambda = 0,0251$ Вт/(м·К) при тех же условиях. При нормальных условиях – это газ без цвета, запаха и вкуса. В жидком виде водород существует в очень узком интервале низких температур от $-252,76$ до $-259,2$ °С. Это бесцветная легкая жидкость плотностью $\rho = 70,8$ кг/м³ при $t = -253$ °С. При температуре $t < -259,2$ °С (температура плавления твердого водорода) водород переходит в твердую фазу и представляет собой кристаллическую массу, подобную снегу ($\rho = 80,7$ кг/м³ при -262 °С). Основные свойства водорода, как моторного топлива, а также их сравнение со свойствами традиционных топлив приведены в [1-4].

Применение водорода в качестве моторного топлива стало актуальным практически одновременно с появлением первых поршневых двигателей [2]. В настоящее время созданы и исследованы поршневые, а также ракетные и авиационные двигатели, работающие на водороде. Водородный двигатель с внутренним смесеобразованием свободен от недостатков, свойственных газовым двигателям с внешним смесеобразованием: склонности к детонации, преждевременного воспламенения от накаливаемой поверхности в процессе сжатия, обратной вспышки (воспламенение свежего заряда во впускной системе в период открытия впускных органов). Причинами обратной вспышки

в газовом двигателе с внешним смесеобразованием могут быть догорание, чрезмерно большой период перекрытия впуска и выпуска и т.д.

При впрыскивании водорода в цилиндр в конце сжатия (концепция водородного дизеля) достигается более высокий индикаторный КПД по сравнению с дизелями, конвертированными на газообразное топливо. Его значение находится в области, характерной для обычных дизелей, работающих на жидком топливе. Это обусловлено относительно коротким периодом сгорания, что приводит к увеличению доли тепловыделения. Это особенно заметно при работе двигателя на низких нагрузках. Такое повышение индикаторного КПД двигателя частично компенсирует завышенные по сравнению с традиционным дизелем потери на теплопередачу, вызванные сгоранием водорода без образования частиц сажи и отсутствием отложений нагара на поверхностях теплонапряженных деталей двигателя [2].

Таким образом, очевидны основные преимущества водородного дизеля:

- в выпускных газах практически отсутствуют нормируемые законодательством вредные вещества HC, CO, сажа, а также парниковый газ CO_2 ;
- степень сжатия не ограничена детонацией;
- высокий наддув;
- качественное регулирование мощности;
- отсутствие обратной вспышки и т.д.

Особенности рабочего процесса водородного дизеля

Воспламенению от сжатия (самовоспламенение) в двигателях, работающих на газообразном водороде, препятствует высокая температура самовоспламенения (в воздухе при $p=0,1013$ МПа для метана эта температура равна 595°C , для водорода 585°C , а для дизельного топлива 250°C) [2, 3]. Очевидно, что для самовоспламенения в водородных дизелях требуется сильное сжатие, обеспечивающее к моменту впрыскивания водорода более высокую температуру воздуха в цилиндре по сравнению с температурой самовоспламенения водорода. Такая температура в цилиндре должна сохраняться в течение определенного времени, достаточного для возникновения очагов самовоспламенения в водородно-воздушной смеси (рис. 1).

Низкие степени сжатия $\varepsilon < 16,8$ при атмосферной температуре впускного воздуха недостаточны для самовоспламенения водорода. Температура самовоспламенения должна быть достигнута уже к началу подачи водорода для обеспечения как можно более короткой задержки воспламенения, то есть уже до достижения поршнем верхней мертвой точки (ВМТ) температура сжатого воздуха в цилиндре должна превышать $t = 585^\circ\text{C}$ и некоторое время не снижаться для гарантированного воспламенения и стабильного сгорания. Повышение степени сжатия двигателя не только желательно, но и необходимо. С другой стороны, рост степени сжатия ограничивается значениями термических и механических напряжений, в частности, максимальным давлением цикла (в данном случае $p_z < 15$ МПа). Значительное увеличение степени сжатия привело бы к уменьшению достаточного для сгорания объема камеры.

В связи с этим целесообразно определить оптимальное сочетание степени сжатия и уровня подогрева впускного воздуха. Кроме того, повышение температуры заряда при впуске в цилиндр оказывает благотворное влияние на стабильность протекания следующих друг за другом рабочих циклов водородного дизеля.

Основная особенность водородного дизеля в процессе эксплуатации – значительные циклические колебания в зависимости от режима работы как при максимальном p_z , так и при среднем индикаторном p давлениях. Циклические колебания давлений в водородном двигателе зависят от множества факторов [5]. На основе анализа опубликованных результатов было установлено следующее.

1. Изменение геометрии сопловых отверстий, момента начала впрыскивания водорода и интенсивности движения заряда в цилиндре водородного дизеля не приводит к снижению колебаний максимального давления цикла в водородном дизеле до приемлемых значений.

2. Основной причиной циклических колебаний является относительно низкая температура водородно-воздушной смеси в момент самовоспламенения. Существенное снижение колебаний давления может быть достигнуто путем повышения температурного уровня цикла.

Повышение температуры впускного воздуха оказывает на температуру в цилиндре в конце сжатия более заметное влияние, чем увеличение степени сжатия (см. рис. 1). С учетом допустимых термических нагрузок на основные детали водородного дизеля степень сжатия можно увеличить с $\varepsilon=16,8$ до $\varepsilon=17,6$, что не приведет к существенному повышению температуры в конце сжатия. Однако, если при $\varepsilon=17,6$ повысить температуру впускного воздуха $t_k > 70^\circ\text{C}$, уровень циклических колебаний падает до допустимо низкого (рис. 2).

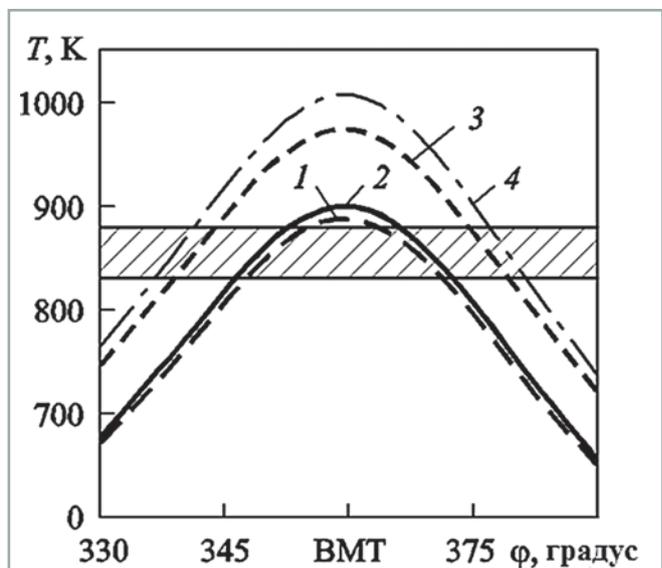
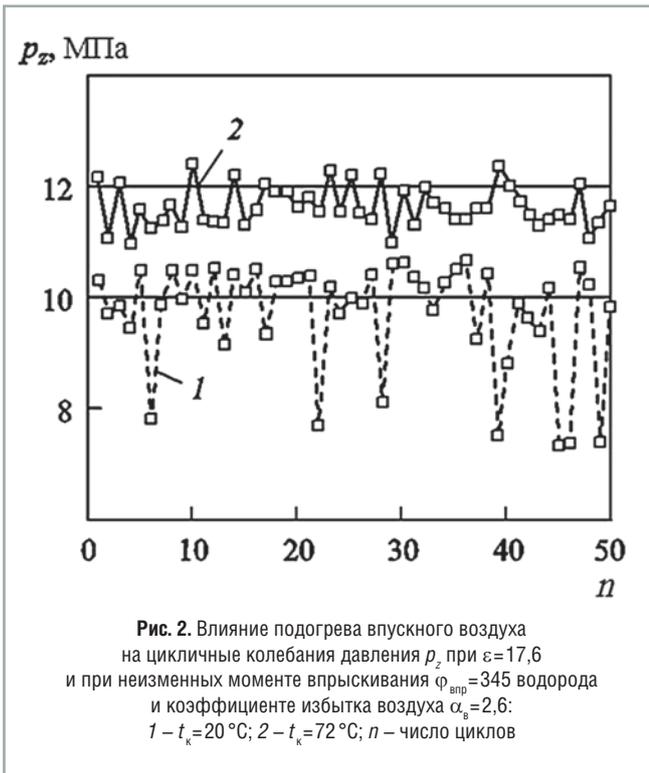


Рис. 1. Изменения температуры в процессе сжатия – расширения в цилиндре в режиме прокрутки ($n=800$ мин⁻¹) дизеля MAN 24/30 в зависимости от степени сжатия и температуры впускного воздуха:
 1 – $\varepsilon=16,8$; $t_k=20^\circ\text{C}$; 2 – $\varepsilon=17,6$; $t_k=20^\circ\text{C}$; 3 – $\varepsilon=16,8$; $t_k=65^\circ\text{C}$;
 4 – $\varepsilon=17,6$; $t_k=75^\circ\text{C}$; заштрихованная зона – область температур самовоспламенения водорода по данным различных публикации [2]



Повышение температуры газа в цилиндре к моменту впрыскивания водорода приводит к сокращению времени задержки воспламенения водорода и повышению скорости тепловыделения. Сгорание в следующих друг за другом циклах и соответствующие давления выравниваются, а в результате одновременного сокращения времени задержки воспламенения и повышения скоростей тепловыделения заметно растут максимальные давления цикла.

При конвертировании серийного дизеля для использования водорода следует иметь в виду, что для его воспламенения необходима небольшая энергия зажигания, то есть вполне достаточен незначительный ее источник, который в результате утечки водорода может привести к воспламенению неиспользованной части газа. Для предотвращения этого нежелательного явления необходимо принимать соответствующие меры.

С термодинамической точки зрения водород, как моторное топливо, также имеет свои особенности, заключающиеся в том, что коэффициент молекулярного изменения при горении водорода зависит от способа смесеобразования [2, 6].

Для углеводородных топлив, используемых в поршневых двигателях и выраженных с помощью обобщенной химической формулы $C_nH_mO_r$, в [6] дан вывод формул для расчета коэффициента молекулярного изменения в зависимости от способа смесеобразования и коэффициента избытка воздуха α_B :

- при внутреннем смесеобразовании

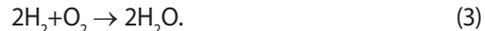
$$\mu_0 = \frac{M_B - M_{O_2 \text{ расх}} + M_{\text{пр сг}}}{M_B} = 1 + 0,21 \frac{m + 2r}{4n + m - 2r} \cdot \frac{1}{\alpha_B}; \quad (1)$$

- при внешнем смесеобразовании

$$\mu_0 = \frac{M_B - M_{O_2 \text{ расх}} + M_{\text{пр сг}}}{M_B + M_T} = \frac{1 - 0,21 \frac{1}{\alpha_B} + \frac{4n + 2m}{4n + m - 2r} \cdot 0,21 \frac{1}{\alpha_B}}{1 + \frac{4}{4n + m - 2r} \cdot 0,21 \frac{1}{\alpha_B}}, \quad (2)$$

где $M_B, M_{O_2 \text{ расх}}, M_{\text{пр сг}} = M_{CO_2} + M_{H_2O}, M_T = M_{C_nH_mO_r}$ – мольные доли воздуха, израсходованного кислорода, продуктов сгорания и топлива соответственно.

В случае $\alpha_B \geq 1$ реакция сгорания водорода протекает согласно химическому уравнению



Тогда согласно формулам (1) и (2) и с учетом того, что $m = 2, n = r = 0$ для H_2 , получим:

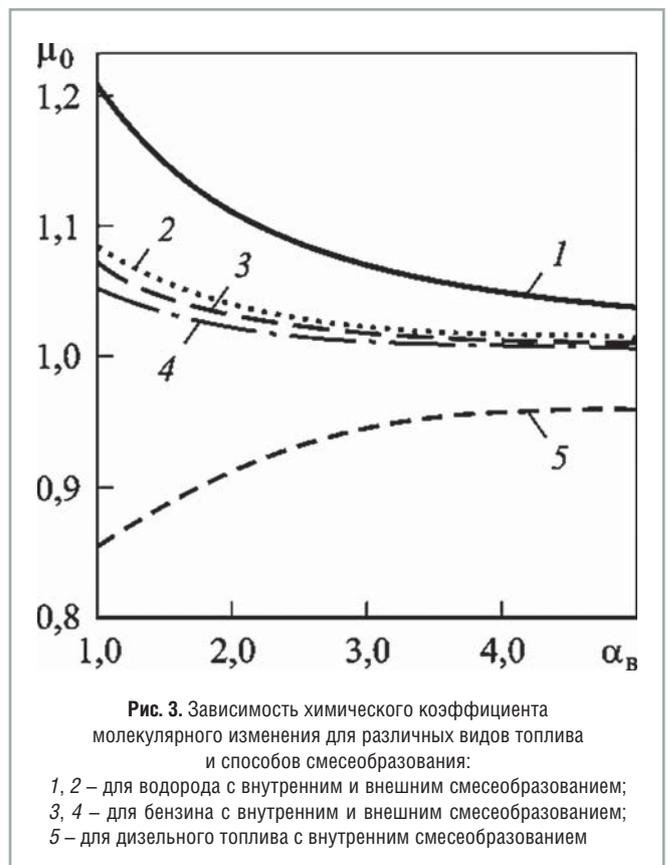
- при внутреннем смесеобразовании

$$\mu_0 = 1 + 0,21 \frac{1}{\alpha_B};$$

- при внешнем смесеобразовании

$$\mu_0 = \frac{\alpha_B + 0,21}{\alpha_B + 0,42}.$$

Видно, что при сгорании водорода, когда $\alpha_B \geq 1$, число молей топлива (водород) равно числу молей продуктов сгорания (водяной пар) и в два раза больше, чем число молей израсходованного в реакции кислорода (рис. 3). В случае внутреннего смесеобразования, то есть при введении водорода непосредственно в цилиндр, с ростом коэффициента избытка воздуха значение μ_0 уменьшается, однако сохраняется значение $\mu_0 > 1$. При внешнем



смесеобразовании с ростом α_B , наоборот, μ_0 уменьшается, при этом $\mu_0 < 1$.

Так как для бензина и дизельного топлива точный вид химических формул $C_n H_m O_r$ неизвестен, то для определения функции $\mu_0 = \mu_0(\alpha_B)$ можно исходить из их элементарного состава [6].

Для двигателя с внутренним смесеобразованием, работающего на любом из рассмотренных топлив, $\mu_0 > 1$, при работе на бензине с внешним смесеобразованием $\mu_0 > 1$, однако при работе на водороде $\mu_0 < 1$. Изменение μ_0 особенно чувствительно при стехиометрическом количестве ($\alpha_B = 1$) воздуха. При $\mu_0 > 1$ в результате увеличения объема рабочего тела среднее эффективное давление повышается. Изменение μ_0 при неполном сгорании топлива ($\alpha_B < 1$) рассмотрено в [6].

Таким образом, водородный дизель имеет явное термодинамическое преимущество по сравнению с водородным двигателем с внешним смесеобразованием и с другими двигателями на традиционном топливе. Недостатком водородного дизеля является то, что водород в цилиндр следует подавать под высоким давлением, то есть необходимо его предварительно сжимать, что требует определенных затрат работы. В случае использования жидкого водорода в качестве моторного топлива следует учесть также затраты работы на сжижение водорода.

Экологические показатели водородного дизеля

Практически единственным вредным веществом, которое содержится в выпускных газах водородного дизеля, является NO_x . Концентрации углеводородов CH и оксидов углерода (CO и CO_2), образующихся в результате горения смазочного масла, малы и ими можно пренебречь. Кроме того, в водородном дизеле не образуются твердые частицы сажи, так что улучшение экологических характеристик водородного дизеля подразумевает снижения выбросов оксидов азота. Таким образом, в водородных двигателях в целом и в водородном дизеле в частности проблема улучшения экологических характеристик остается. Правда, она не стоит так остро, как для двигателей, использующих традиционное жидкое топливо (дизельное топливо или бензин). С учетом опыта исследований последних лет образование оксидов азота в водородных двигателях следует рассматривать в зависимости от конструкции газовой форсунки для подачи водорода в цилиндр, интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре, коэффициента избытка воздуха, массы заряда в цилиндре, температуры заряда (воздух) при впуске, степени сжатия.

При изменении угла опережения впрыскивания водорода необходимо искать оптимальное значение угла, обеспечивающее в совокупности перечисленных факторов приемлемые показатели двигателя. Увеличение угла опережения впрыскивания (более ранняя подача) водорода может привести к недопустимо сильному повышению скорости нарастания давления, что в результате повышает эмиссию шума. С уменьшением угла опережения впрыскивания (более поздняя подача) водорода концентрация оксидов азота в продуктах сгорания заметно

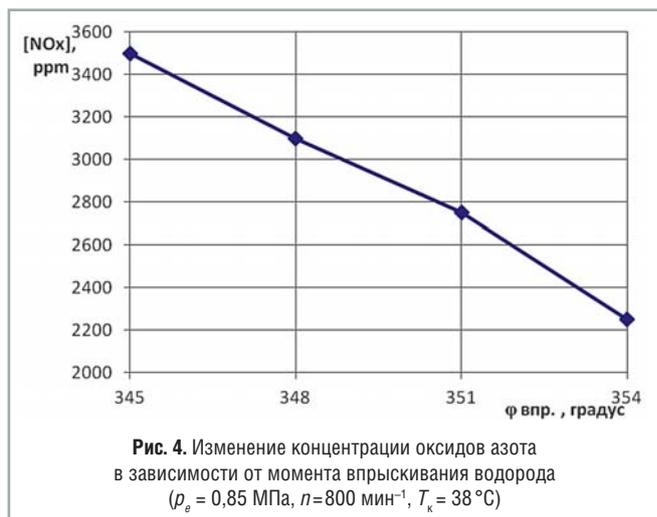


Рис. 4. Изменение концентрации оксидов азота в зависимости от момента впрыскивания водорода ($p_g = 0,85$ МПа, $n = 800$ мин⁻¹, $T_k = 38$ °С)

снижается (рис. 4), однако при этом может уменьшаться и индикаторный КПД двигателя. Кроме того, при позднем впрыскивании водорода повышается вероятность нестабильности рабочих циклов, выражающейся в колебаниях максимального и среднего индикаторного давлений от цикла к циклу.

Установлено, что при позднем впрыскивании водорода интенсивность тепловыделения уменьшается, и максимум скорости тепловыделения сдвигается дальше от ВМТ. Соответственно уровень локальных температур газа в цилиндре в процессе сгорания снижается, что и является основной причиной уменьшения концентрации NO_x .

В заключение следует отметить, что результаты, полученные при исследовании рабочего процесса водородного дизеля с воспламенением от сжатия газообразного водорода, впрыскиваемого в цилиндр в конце сжатия, подтверждают целесообразность рассмотренной концепции и создания такого дизеля, применение которого эффективнее в качестве стационарного силового агрегата.

Литература

1. Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З. Перспективы применения поршневых двигателей на альтернативных моторных топливах // Транспорт на альтернативном топливе. – 2010. – № 1 (13). – С. 74-80.
2. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и на водород. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 238 с.
3. Eichseder H., Klell M. Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Wiesbaden, Vieweg – Teubner Verlag. – 2008. – 288 p.
4. Галышев Ю.В. Расчетный анализ ограничений и перспективных решений при создании водородных двигателей // Изв. РАН. Энергетика. – 2006. – № 5. – С. 165-171.
5. Rottengruber H., Wiebicke U., Woschni G., Zeilinger K. Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission. Teil 3 // Versuche und Berechnungen am Motor. – 2000. – № 2. – S. 122-128.
6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

Новосибирская область закупила грузовики, работающие на метане

А.А. Гатиятов,

заместитель генерального директора ООО «РариТЭК»,

Д.Л. Ожегов,

главный специалист отдела маркетинга и рекламы ООО «РариТЭК»

В конце 2011 г. компания КАМАЗ произвела первую поставку в г. Новосибирск газомоторных самосвалов КАМАЗ-65115-30. Промышленно-строительный концерн «Сибирь» закупил 11 грузовиков КАМАЗ, которые работают на метане, и уже почувствовал выгоду от перехода на новые топливные технологии.

Идея приобрести КАМАЗы, работающие на метане, начала созревать у нас еще 5 лет назад, – рассказывает Дмитрий Червов, генеральный директор компании ООО «Сибирь-развитие». – Мы давно пытались использовать комбинированные газодизельные двигатели и пришли к выводу, что наиболее выгодно использовать КАМАЗы с серийным газовым двигателем, работающим на чистом метане. Его применение позволяет значительно сэкономить на стоимости грузоперевозок. В ближайшем будущем мы планируем приобрести еще ряд крупнотоннажных грузовиков для внутригородской эксплуатации.

Несмотря на то, что газовые автомобили дороже дизельных, они окупаются быстрее. Сейчас 1 л дизельного топлива в Новосибирской обл. стоит 24,1 руб., а 1 м³ КПП – всего 9,1 руб. Метан – единственный вид моторного топлива, цена которого с 1993 г. регулируется законодательством. Стоимость КПП не может превышать половины стоимости низкооктанового бензина (Аи-80), реализуемого в регионе. При этом 1 м³ метана эквивалентен 1 л дизельного топлива – выгода налицо.

– Стоимость 1 м³ газа в три раза меньше, чем стоимость 1 л дизельного топлива, – рассказывают покупатели грузовиков. – Мы планируем использовать новые КАМАЗы для перевозки песка и щебня, и с такими низкими ценами на газовое топливо это будет обходиться нам дешевле, чем даже многим частным

перевозчикам. Износ газовых двигателей КАМАЗ до капитального ремонта в три раза меньше, чем у дизельных, что тоже очень выгодно.

Покупателям серийных газовых автомобилей особенно повезло. ООО «Газпром трансгаз Томск» дает им 20%-ю скидку от той цены метана, которая действует сейчас, и замораживает цену КПП на 1-2 года – в зависимости от количества купленной техники. АТП «Сибирь», например, будет в течение полутора лет заправляться метаном по цене 6,56 руб. за 1 м³ газа.

Наконец, еще одно конкурентное преимущество КПП – стабильность его качества: метан нельзя разбавить, как это нередко делают с бензином на небольших АЗС, и он не бывает «летним» или «зимним», как дизельное топливо. Заправиться метаном можно на автомобильных газонаполнительных компрессорных станциях (АГНКС) – топливо поступает на них по трубопроводам, и перебои с поставками просто исключены.

– Источники газового топлива в нашей стране практически неисчерпаемы, и вполне естественно, что в ближайшие годы его начнут использовать все больше и больше, – отмечает директор ООО «Триал-авто» Виктор Штыхно. – Продажа КАМАЗов, которые работают на метане, – наша первая и очень солидная сделка по продаже машин, работающих на газовом топливе. То, что сейчас

начнется развитие сети газовых заправок, является очень важным шагом. Ведь чем больше АГНКС будет в области, тем быстрее возрастет популярность этого топлива.

Развитие газовых станций во всем Сибирском федеральном округе – одна из основных задач ООО «Газпром трансгаз Томск». Сейчас четыре АГНКС работают в Кемеровской обл., по две – в Томске и Новосибирске, одна – в Братске. В ближайшее время планируется строительство двух газовых станций в Новосибирске и еще одной в Республике Алтай. Компания реализует программу по созданию сети АГНКС в Сибирском регионе, ведет большую разъяснительную работу во властных структурах и среди частных перевозчиков. Появление в Новосибирске первой партии серийных автомобилей – во многом результат толковой аргументации в пользу газомоторного топлива, создания условий для заправки этого транспорта



КАМАЗы на площадке ПСК «Сибирь»

на АГНКС, которые реконструируются с применением лучшего оборудования мировых производителей.

Казалось бы, преимущества газа перед привычными видами топлива очевидны. Почему же пока к метану обратились лишь считанные предприниматели?

– Процесс перехода на газ идет медленнее, чем хотелось бы, потому что мы вынуждены развивать и сеть станций, и сам рынок, – отмечает Александр Савин, заместитель директора «Томскавтогаза», филиала ООО «Газпром трансгаз Томск». – Мы ожидаем, что в ближайшие два года на федеральном уровне будет подписан пакет документов, которые будут продвигать использование метана.

Чтобы развитие газового топлива в нашей стране пошло быстрее,

нужен встречный интерес муниципалитетов. В Новосибирске этот интерес есть, и подготовка к переходу муниципального транспорта на газ идет уже в течение трех лет. В частности, эту идею поддерживает первый заместитель мэра Новосибирска Андрей Ксензов. Дмитрий Червов, как депутат Совета депутатов Новосибирска и член комиссий по градостроительству и городскому хозяйству, тоже намерен продвигать идею постепенного перехода на газовое топливо.

По мнению специалистов ООО «Газпром трансгаз Томск», первыми на газовую технику перейдут частные перевозчики, которые стремятся сэкономить свои затраты. Этот процесс

неизбежен. Что касается новой техники, то в Новосибирске есть компания, которая продает газовые КАМАЗы. Эксклюзивный дистрибьютор завода «КАМАЗ» – компания «РариТЭК», на мощностях которой и производятся серийные газовые грузовики. В Новосибирской обл. дилером по продаже продукции с газовым оборудованием является компания ООО «Триал-авто».

Появление в Новосибирске первого дилера газовых автомобилей КАМАЗ – результат организованной нами совместно с ОАО «КАМАЗ» полноценной презентации газовых автомобилей в рамках выставки «Автосиб – 2011», где были продемонстрирова-

ны все преимущества газовой технологии. Во время выставки были проведены круглые столы с участием сотрудников ГИБДД и предпринимателей, Управление пассажирских перевозок мэрии Новосибирска провело недельные испытания газового автобуса НЕФАЗ и осталось довольно результатами. В том, что распространение газового топлива в России пока идет недостаточно быстро, нет ничего страшного. Сорок лет назад была точно такая же ситуация, когда бензиновую технику пытались заменить дизельной. Прошли годы – и весь крупный транспорт стал дизельным намного быстрее, чем ожидалось.

Газовые КАМАЗы. Итоги года

Год назад муниципалитет г. Набережные Челны приобрел очередную партию коммунально-транспортной техники, оснащенной газовыми двигателями уровня Евро-4.

В тот день мэр города Василий Шайхразиев принял на главной площади автограда восемь комбинированных дорожно-уборочных автомобилей-самосвалов ЭД-405АГ на базе шасси КАМАЗ 65115-30, работающих на природном газе. Эта техника обновила автопарк Набережночелнинского грузового автотранспортного предприятия и в зимне-весенний период была задействована в уборке улиц от снега, а летом – осенью 2011 г. в ремонте проспекта Мира, и узнать ее можно было по надписи «МЕТАН»

на коже газомоторных баллонов.

Эти машины наименее вредят окружающей среде, поскольку природный газ на сегодняшний день является наиболее экологичным и доступным моторным топливом. Его использование позволяет значительно снизить количество токсичных веществ в выхлопных газах – до уровня стандартов Евро-4, Евро-5.

25 января 2012 г. состоялась конференция по теме «Газобаллонная техника КАМАЗ в г. Набережные Челны». Участие в ней приняли руководители и специалисты ООО «РариТЭК», ООО «РМЗ РариТЭК», МУП «ПАД», ОАО «Горзеленхоз», МУП «Челныкоммунхоз», ЗАО «Челныводоканал» и ОАО «Завод КДМ» (г. Смоленск). Представители

городских организаций отметили, что техника на газовом топливе показала себя в эксплуатации с лучшей стороны. За восемь месяцев эксплуатации восьми единиц газомоторной автотехники суммарная экономия за счет разницы в стоимости топлива составила более



Автомобиль-самосвал ЭД-405АГ на базе шасси КАМАЗ 65115-30



Круглый стол в рамках конференции

2 млн руб. И если принимать в расчет тенденции изменения цен на различные виды топлива, то экономия может только увеличиваться, доказывая эффективность использования газовой техники.

На конференции были обсуждены вопросы, касающиеся как работы автомобилей, так и работы навесного оборудования производства Смоленского завода КДМ. По итогам конференции участниками был подписан взаимовыгодный протокол о намерениях.

Крупная отгрузка метановых тягачей КАМАЗ на Украину

В ноябре 2011 г. в рамках исполнения обязательств по договору между Внешнеторговой компанией

«КАМАЗ» и ООО «ТПК УКРСПЛАВ» (г. Донецк) была организована отправка 50 газомоторных тягачей



Тягачи КАМАЗ готовы к отправке на Украину: слева – сборочный цех ООО «РариТЭК», справа – стоянка готовой продукции

КАМАЗ 65116-30. Изготовителем этих автомобилей выступил эксклюзивный дистрибьютор ОАО «КАМАЗ» – ООО «РариТЭК», производящий серийную установку газобаллонного оборудования на шасси КАМАЗ.

В июне прошлого года компания «УКРСПЛАВ» закупила один газовый КАМАЗ и по результатам эксплуатации приняли решение закупить еще 50 ед. подобной техники. Это самая крупная партия газомоторных автомобилей, ушедшая на экспорт. В компании есть уверенность, что это только первая ласточка, так как на Украине природный газ, как моторное топливо, очень популярен. Число АГНКС на Украине составляет 294 ед., что значительно больше, чем в России. Эти факты и объясняют популярность экологичного и экономичного топлива.

Гость из Армении

В конце января на ООО «РариТЭК», в рамках визита на ОАО «КАМАЗ», прибыл Сергей Галстян, руководитель совместного предприятия ЗАО «КАМАЗ АРМЕНИЯ» из дружественной Республики Армения. Гостю была продемонстрирована технологическая цепочка производства газобаллонных автомобилей (ГБА), показан модельный ряд ГБА, в том числе спецтехника на базе шасси КАМАЗ-4308 – мусоровоз с газовым двигателем экологического уровня Евро-5, который участвовал в двух автопробегах: Чехия – Германия протяженностью 950 км и Екатеринбург – Москва протяженностью 3 600 км. Причем до линии старта он добирался своим ходом – в первом случае около 3 тыс. км до Праги (Чехия), во втором случае 900 км до Екатеринбурга.

Любая новая газомоторная техника, выпускаемая совместно с «КАМАЗом», принимает участие в автопробегах. Это и реклама новинок,

а за год их бывает несколько, и испытания всех систем автомобилей в реальных условиях эксплуатации.

Интерес к ГБА в Армении связан с ростом спроса в республике на автомобили, использующие в качестве моторного топлива компримированный природный газ. Вот сухая статистика: с 2010 по 2011 г. Армения поднялась с 14-го на 10-е место в мировой газомоторной статистике, парк газобаллонных автомобилей вырос на 241 % и составил 244 тыс., число АГНКС выросло на 125 % и составило 345, обогнав Украину. При этом территория Армении в 20 раз

меньше территории Украины. Армения активно переходит на газомоторное топливо и становится перспективным рынком газобаллонных автомобилей.

Показанная автотехника КАМАЗ работает на метане, выпускается серийно и имеет все необходимые сертификаты и одобрения типа транспортных средств.



Мобильный ангар «РариТЭК»

Неотъемлемой частью продаж автомобилей является их сервисное сопровождение.

Как вариант «РариТЭК» предлагает мобильный сервисный центр на базе быстровозводимого ангара, состоящего из каркаса с натянутым тентом. Небольшие капиталовложения, а также его быстрый монтаж позволяют мобильно создавать сервисные центры для обслуживания ГБА.



Мусоровоз на базе КАМАЗ-4308

Биогаз – альтернативное топливо для дизелей

С.Н. Девянин,
 профессор МГАУ им. В.П. Горячкина, д.т.н.,
В.Л. Чумаков,
 профессор МГАУ им. В.П. Горячкина, к.т.н.,
В.А. Марков,
 профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н.

Представлена технологическая схема биогазовой установки. Проведены экспериментальные исследования дизеля типа 1Ч 8/11, работающего на нефтяном дизельном топливе и по газодизельному циклу с подачей в камеру сгорания запальной дозы дизельного топлива и биогаза с содержанием метана 60,0; 72,8; 77,8 и 84,8 %.

Ключевые слова: дизельный двигатель, дизельное топливо (ДТ), биогаз, метан, токсичность отработавших газов (ОГ).

Biogas as alternative Fuel for Diesel Engines

S.N. Devyanin, V.L. Chumakov, V.A. Markov

The technological plan of a biogas installation is presented. Experimental investigation of a type 1Ч 8/11 diesel engine running on fossil diesel fuel has been carried out. Diesel fuel and biogas containing 60,0; 72,8; 77,8 and 84,8% methane are introduced into the combustion chamber.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, biogas, methane, exhaust gases toxicity.

Снижение цены на биотоплива и повышение их конкурентоспособности могут быть достигнуты лишь при комплексном использовании сельскохозяйственной продукции. Одной из технологий, обеспечивающих максимальную утилизацию продукции животноводства и растениеводства, считается биогазовая технология [1-3], которая может быть использована для переработки навоза, сточных вод, отходов растениеводства и т.д.

Эффективным путем утилизации навоза и других отходов является анаэробное сбраживание, при котором навоз сохраняет свои свойства как органическое удобрение и при этом выделяется биогаз. Отходы перерабатываются целым технологическим комплексом, основным элементом которого является биореактор (рис. 1). С животноводческой фермы или хранилища навоз и органические отходы по трубопроводу 1 откачиваются фекальным насосом 2 и подаются в биореактор 3 с приемником 4 жидких

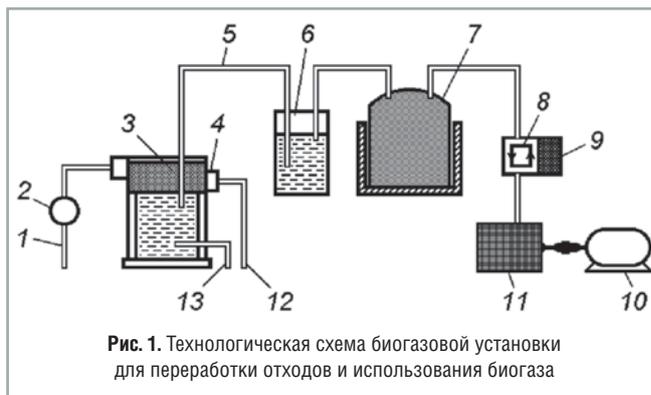


Рис. 1. Технологическая схема биогазовой установки для переработки отходов и использования биогаза

удобрений. В биореакторе происходит анаэробное сбраживание отходов и выделяется биогаз, который по трубопроводу 5 через сепаратор 6 (система для удаления из биогаза влаги и частично углекислого газа CO_2) поступает в газгольдер 7. Он представляет собой большой резервуар для хранения газа при давлении, близком к атмосферному, и температуре окружающей среды. Газгольдер изготавливается из железобетона, стали и др. Из газгольдера 7 биогаз через ряд вспомогательных устройств подается к потребителю, в частности, в двигатель внутреннего сгорания. В этом случае биогаз обычно компримируется в устройстве 8 подачи биогаза, имеющем криогенную систему 9, обеспечивающую охлаждение сжатого биогаза. Двигатель внутреннего сгорания – дизель 11 – приводит во вращение электрогенератор 10, вырабатывающий электрический ток.

Анаэробное сбраживание отходов и выделение биогаза происходят при нагреве навоза до определенной температуры и поддержании теплового режима в биореакторе 3, в который подают горячую воду или устанавливают теплообменник. Через него протекает горячая вода, нагреваемая теплотой охлаждающей жидкости и отработавших газов двигателя. Сброженный навоз через приемник 4 и трубопровод 12 для отвода жидких удобрений поступает в специальное хранилище, а жидкая фракция через трубопровод 13 для отвода удобрений направляется на поля.

Практика показывает, что биогаз экономически целесообразно использовать в дизельных установках, работающих на двух топливах – биогазе с небольшой (10-15 %) запальной дозой дизельного топлива [4-6]. При этом сгорание 1 м³ биогаза позволяет выработать 1,25...1,40 кВт·ч электроэнергии. Эффективность использования биогаза зависит от концентрации метана в нем и запальной дозы дизельного топлива. Биореактор объемом 1 м³ позволяет обеспечить тепловой и электроэнергией среднюю семью из четырех человек [1].

Биогаз – это смесь газов, представленных, в основном, метаном CH_4 и углекислым газом CO_2 . В нем также могут присутствовать сероводород H_2S , азот N_2 , кислород O_2 , водород H_2 и прочие газы, получаемые при разложении органических отходов. Биогаз может быть получен из различных отходов (отходы сельскохозяйственного производства, бытовые стоки, промышленные отходы) [7-9]. Его конечный состав в значительной степени зависит от исходного сырья (табл. 1).

Переоборудование двигателя внутреннего сгорания в газодизель целесообразно проводить на базе дизельных двигателей с высокой степенью сжатия. При этом изменение показателей работы газодизеля вызвано различиями в физико-химических свойствах исследуемых топлив (табл. 2) [4, 5, 7].

Показатели двигателя при его работе на биогазе оценивались с использованием результатов экспериментальных исследований дизеля 148/11 серии DELTA фирмы Lister-Peter (табл. 4), который широко используется для привода насосных и электросиловых установок.

Экспериментальные исследования дизеля 148/11 проводились в лаборатории МГАУ им. В.П. Горячкина на стенде, оборудованном необходимой измерительной аппаратурой. В качестве тормозного устройства использовался гидравлический динамометр, позволяющий регулировать скоростной и нагрузочный режимы. Крутящий момент дизеля (мощность) определялся с помощью аппаратуры тест-командера, входящего в комплектацию экспериментального стенда для тестирования двигателей. Частота вращения измерялась электронным частотомером, входящим в комплектацию тормозной установки. Погрешность измерений частоты вращения составляла $\pm 1 \text{ мин}^{-1}$. Массовый расход ДТ определялся расходомером. Температура ОГ измерялась на расстоянии 200 мм от выхода из выпускного коллектора двигателя термпарой и милливольтметром Ш4500 с пределом измерений от 0 до 600 °С. Для замера температуры воздуха на входе в расходомер и выходе

из системы охлаждения цилиндров использовались термометры, установленные соответственно перед входом в расходомер и на выходе воздуха из цилиндров. Давление воздуха во впускном и ОГ в выпускном коллекторах, а также картерных газов измерялось водяными пьезометрами с точностью 2 %. Данные о параметрах дизеля в цифровом виде выводились на пульт управления.

Дизель исследовался на режимах регуляторной ветви с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta = 31^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ). Данные режимы соответствуют работе дизеля, приводящего в действие генератор или насосную станцию. Доля биогаза в топливе устанавливалась максимально возможной при условии сохранения устойчивости работы двигателя. Исследования проводились на биогазе, содержание метана и низшая теплота сгорания которого приведены ниже.

Содержание метана в биогазе, %	60,0	72,8	77,4	84,8
Низшая теплота сгорания, МДж/кг.....	18,52	22,47	24,01	26,17

Биогаз с указанным содержанием метана хранился в четырех стальных резервуарах.

Основная модернизация дизеля состояла в оборудовании смесителя, встроенного во впускной коллектор двигателя. Это позволило использовать двигатель как в базовом варианте, так и в газодизельной модификации. Детали и конструкция двигателя оставались неизменными.

Таблица 1

Выход биогаза, получаемого из различного сырья, при оптимальных условиях брожения

Сырье	Содержание метана в биогазе, %	Выход биогаза, м ³ /кг (в пересчете на сухое вещество)
Навоз крупного рогатого скота	60...79	0,28
Птичий помет	60...80	0,36
Канализационные стоки	60	0,2...0,25
Индустриальные отходы	65	0,2

Таблица 2

Физико-химические свойства дизельного топлива, биогаза и природного газа

Физико-химические свойства	Топливо		
	ДТ	Биогаз (объемная доля, %)	Природный газ (объемная доля, %)
Формула состава	$C_{16,2}H_{28,5}$ (условная)	CH ₄ (60-80) CO ₂ (15...35) H ₂ (до 1) H ₂ S (до 1) Примеси (3)	CH ₄ (95) CO ₂ (1) N ₂ (до 1,5) Примеси (2,5)
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	1,16*	0,809
Теплота сгорания, МДж/кг	42,5	20,2*	48,4
Цетановое число	45	1*	3
Температура самовоспламенения, °С	250	700*	540
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12*	17,2
Метановое число	—	123*	100

* Усредненные значения

Параметры дизеля 148/11

Параметры	Значение
Тип двигателя	Четырехтактный, дизельный
Число цилиндров	1
Диаметр цилиндра, мм	80
Ход поршня, мм	110
Рабочий объем цилиндра, л	0,553
Степень сжатия	16,5
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	1380
Номинальная мощность, кВт	4,5
Тип камеры сгорания	Полуразделенная камера сгорания в поршне
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Системы охлаждения смазки питания	Водяная, принудительная Принудительная, с разбрызгиванием Топливный насос высокого давления с центробежным регулятором
Масса, кг	150

Испытания двигателя проводились на характерных нагрузочных и скоростных режимах его работы.

При обработке результатов экспериментальных исследований расчет эффективного КПД η_e дизеля проводился с учетом различной теплотворной способности используемых топлив:

$$\eta_e = \frac{3,6N_e}{H_{U_{см}}(G_{ДТ} + G_r)}$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; $H_{U_{см}}$ – теплота сгорания условной смеси подаваемого топлива, МДж/кг; $G_{ДТ}$, G_r – расход дизельного топлива и газа.

Теплота сгорания смеси подаваемых в КС топлив определялась по следующей формуле

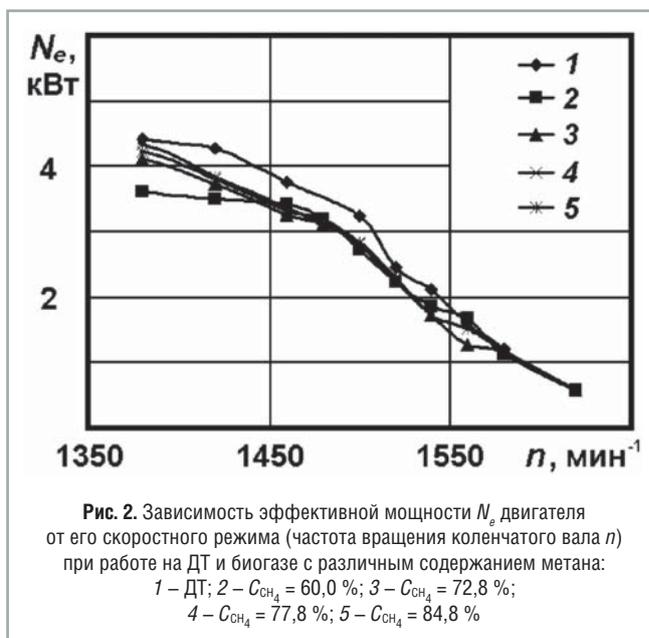
$$H_{U_{см}} = \frac{G_{ДТ}}{G_{\Sigma}} H_{U_{ДТ}} + \frac{G_r}{G_{\Sigma}} H_{U_r},$$

где $H_{U_{ДТ}}$, H_{U_r} – теплота сгорания соответственно дизельного топлива и биогаза, МДж/кг; G_{Σ} – суммарный расход топлива, кг/ч.

Результаты обработки данных исследования представлены в виде графиков. На режиме максимальной нагрузки (при $n=1380$ мин⁻¹) наибольшая мощность ($N_e = 4,2$ кВт) достигается при использовании ДТ (рис. 2). При переходе на биогаз $C_{CH_4} = 60,0$ % отмечается снижение мощности до 3,62 кВт. При снижении нагрузки до 70 % разброс мощности при использовании биогаза с различным содержанием метана резко уменьшается и далее не превышает 3 %. Мощность, получаемая при работе дизеля на ДТ в интервале нагрузок от 70 до 35 %, в среднем на 12,5 % выше, чем при работе на биогазе. При использовании всех исследуемых топлив на режимах с низкой нагрузкой отличие в значениях мощности не превышает 3 %. Причинами снижения мощности при работе двигателя по газодизельному циклу являются более низкая по сравнению с ДТ теплота сгорания биогаза, а также снижение наполнения

цилиндра свежим зарядом из-за внесения изменений во впускную систему (установка смесителя) и замещения части воздуха на впуске подаваемым биогазом.

Таким образом, увеличение концентрации метана CH_4 в биогазе обеспечивает большую выходную мощность газодизеля. Наиболее ощутимо влияние концентрации метана на выходную мощность происходит при высоких нагрузках (рис. 3а). Так, на режиме максимальной нагрузки при частоте вращения $n=1380$ мин⁻¹ увеличение концентрации метана в биогазе C_{CH_4} с 60,0 до 84,8 % приводит к увеличению максимальной мощности N_e с 3,62 до 4,34 кВт. На режиме с частотой вращения $n=1420$ мин⁻¹ и нагрузкой около 90 % от полной нагрузки рост концентрации метана в биогазе C_{CH_4} с 60,0 до 84,8 % приводит к увеличению мощности с 3,5 до 3,84 кВт. При малых нагрузках изменение концентрации



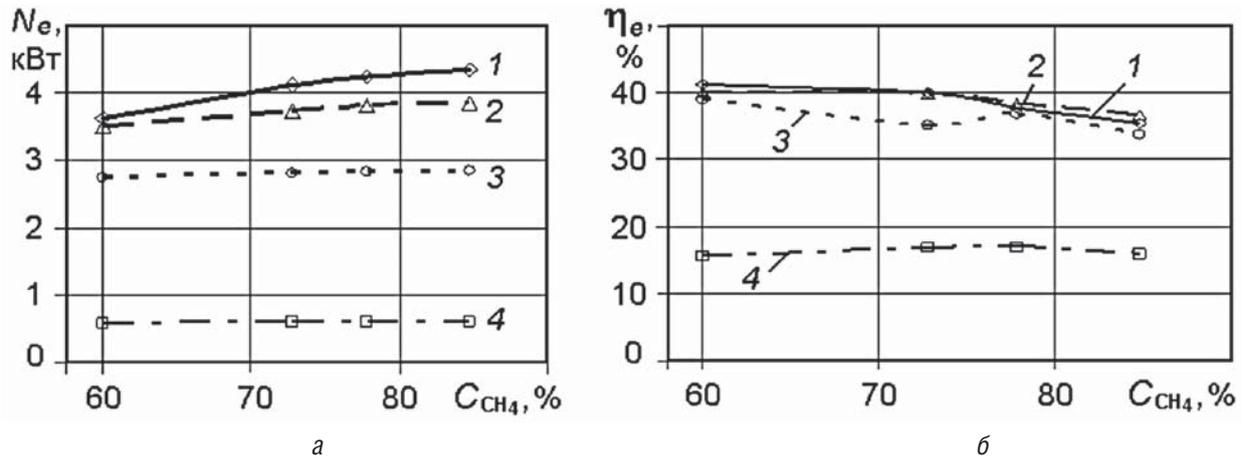


Рис. 3. Зависимость эффективной мощности N_e (а) и эффективного КПД η_e (б) дизеля от концентрации метана в биогазе C_{CH_4} на режимах регуляторной характеристики при различных частотах вращения n : 1 – $n=1380$ мин⁻¹; 2 – $n=1420$ мин⁻¹; 3 – $n=1500$ мин⁻¹; 4 – $n=1620$ мин⁻¹

метана в биогазе не оказывает существенного влияния на эффективные показатели дизеля.

Основным параметром, характеризующим экономичность работы дизеля, является эффективный КПД η_e , показывающий, насколько полно теплота, полученная при сгорании топлива, преобразована в механическую работу, отдаваемую потребителю. В отличие от удельного эффективного расхода топлива эффективный КПД позволяет сравнивать параметры двигателей, работающих на

различных топливах (см. рис. 3б). Повышение концентрации метана в биогазе C_{CH_4} приводит к снижению эффективного КПД η_e при высоких нагрузках и не оказывает заметного влияния при низких. Так, на режиме с $n=1380$ мин⁻¹ и максимальной нагрузкой увеличение концентрации метана в биогазе C_{CH_4} с 60,0 до 84,8 % приводит к уменьшению η_e с 41,2 до 35,4 %. На режиме $n=1420$ мин⁻¹ и нагрузкой около 90 % от полной увеличение концентрации метана C_{CH_4} с 60,0 до 84,8 % приводит к снижению η_e с 40,1 до 36,7 %.

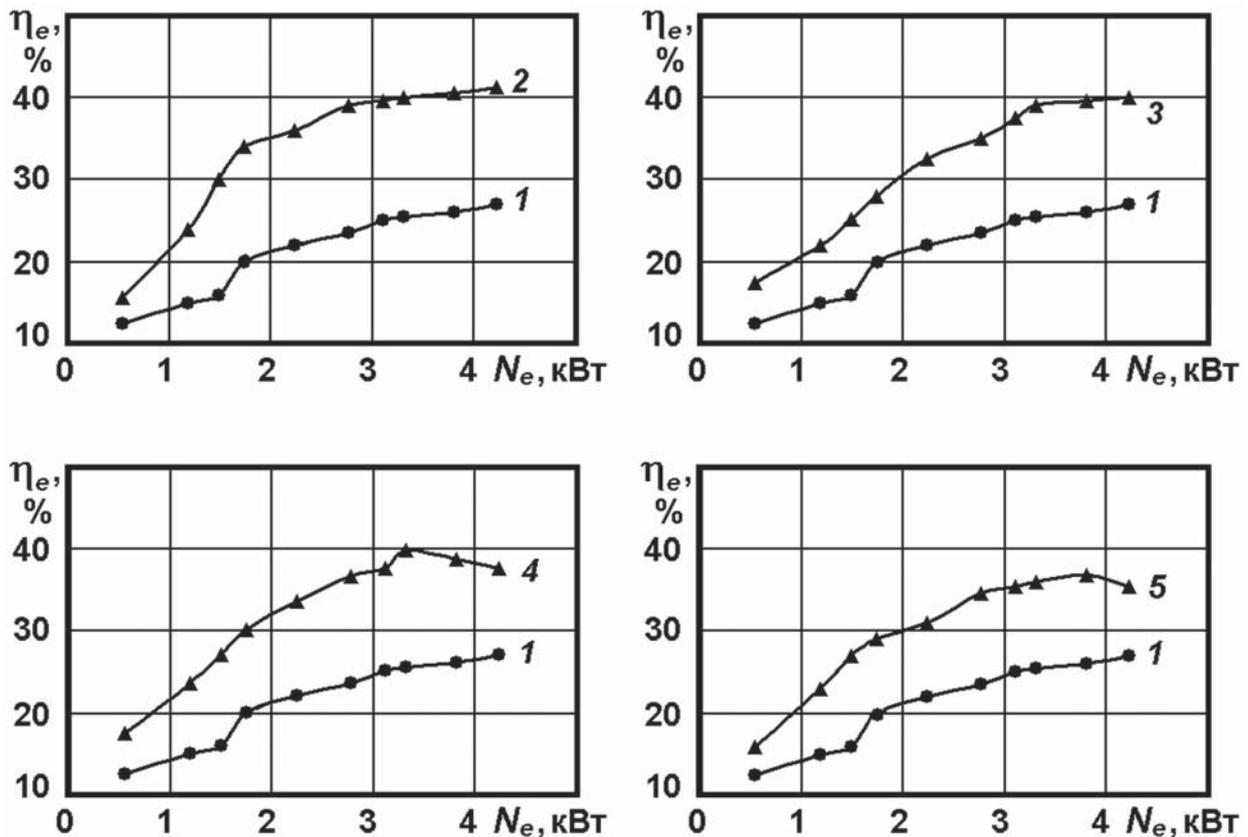


Рис. 4. Зависимость эффективного КПД η_e дизеля от нагрузки (эффективная мощность N_e) и содержания метана в биогазе C_{CH_4} : 1 – работа на дизельном топливе; 2 – работа на биогазе с $C_{CH_4} = 60,0$ %; 3 – $C_{CH_4} = 72,8$ %; 4 – $C_{CH_4} = 77,8$ %; 5 – $C_{CH_4} = 84,8$ %

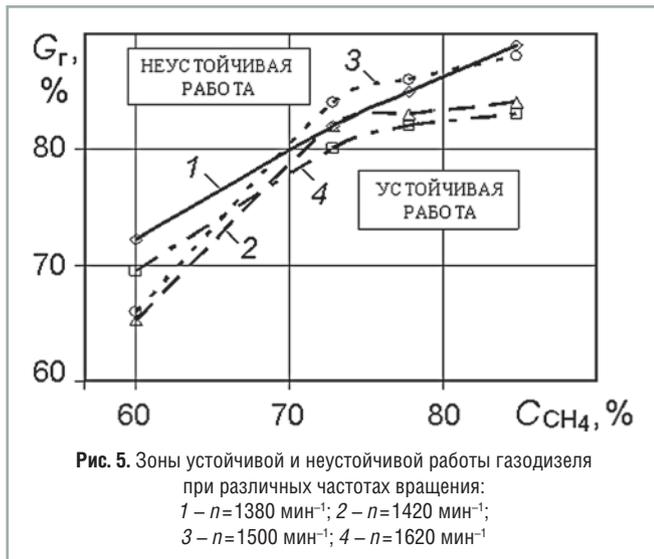


Рис. 5. Зоны устойчивой и неустойчивой работы газодизеля при различных частотах вращения:
1 – $n=1380 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n=1420 \text{ мин}^{-1}$;
3 – $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; 4 – $n=1620 \text{ мин}^{-1}$

При частоте вращения $n=1620 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузке около 15 % от полной рост концентрации метана C_{CH_4} с 60,0 до 84,8 %, напротив, приводит к увеличению η_e с 15,6 до 16,0 %. Максимальные значения эффективного КПД отмечены на режимах с высокими и средними нагрузками при $n < 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Подача в камеру сгорания (КС) биогаза с $C_{CH_4} = 60,0 \%$ позволяет поднять максимальный КПД η_e с 27,9 до 41,2 % (рис. 4, кривые 1 и 2). Но удельный эффективный расход топлива при работе на дизельном топливе был ниже на 50 г/(кВт·ч), что объясняется низкой теплотворностью биогаза из-за наличия в нем 40 % негорючих газов (в частности, CO_2) и только 60 % метана. Значительное увеличение КПД при использовании биогаза вместо дизельного топлива, вероятно, связано с существенным

улучшением смесеобразования, что характерно для малоразмерных дизелей с низким давлением впрыскивания. Подача в КС биогаза с $C_{CH_4} = 72,8 \%$ позволяет поднять максимальный КПД с 27,9 до 40,1 % (см. рис. 4, кривые 1 и 3), при $C_{CH_4} = 77,8 \%$ КПД вырос до 37,8 % (см. рис. 4, кривые 1 и 4), а при $C_{CH_4} = 84,8 \%$ – до 37,8 % (см. рис. 4, кривые 1 и 5).

Проведенные исследования показали, что подача в КС биогаза и увеличение концентрации метана в нем приводят к небольшому снижению коэффициента наполнения по сравнению с подачей чистого дизельного топлива: от 81,6 до 84,5 % при использовании ДТ и от 68,9 до 72,8 % – биогаза с исследуемыми концентрациями метана. Уменьшение коэффициента наполнения объясняется замещением некоторого количества воздуха соответствующим объемом биогаза, подаваемого в течение такта впуска. При этом коэффициент наполнения двигателя изменялся незначительно при любом содержании метана в биогазе и на всех режимах работы двигателя.

Более выражена зависимость коэффициента избытка воздуха α от концентрации метана в биогазе C_{CH_4} . В частности, на режиме максимальной мощности при $n=1380 \text{ мин}^{-1}$ коэффициент избытка воздуха уменьшается от $\alpha=1,97$ при $C_{CH_4} = 60,0 \%$ до $\alpha=1,37$ при $C_{CH_4} = 84,8 \%$. Однако по мере увеличения концентрации метана в биогазе от 60,0 до 84,8 % вследствие его очистки количество воздуха, необходимого для сгорания, уменьшалось на всех исследованных режимах работы двигателя.

При работе дизеля на биогазе необходимо максимальное замещение дизельного топлива при устойчивой работе двигателя. Указанная цель достигалась путем постепенного изменения расхода биогаза (увеличение его доли) при снижении подачи дизельного топлива по регуляторной ветви на каждом режиме работы дизеля. Результаты такого исследования (рис. 5) показали зоны устойчивой

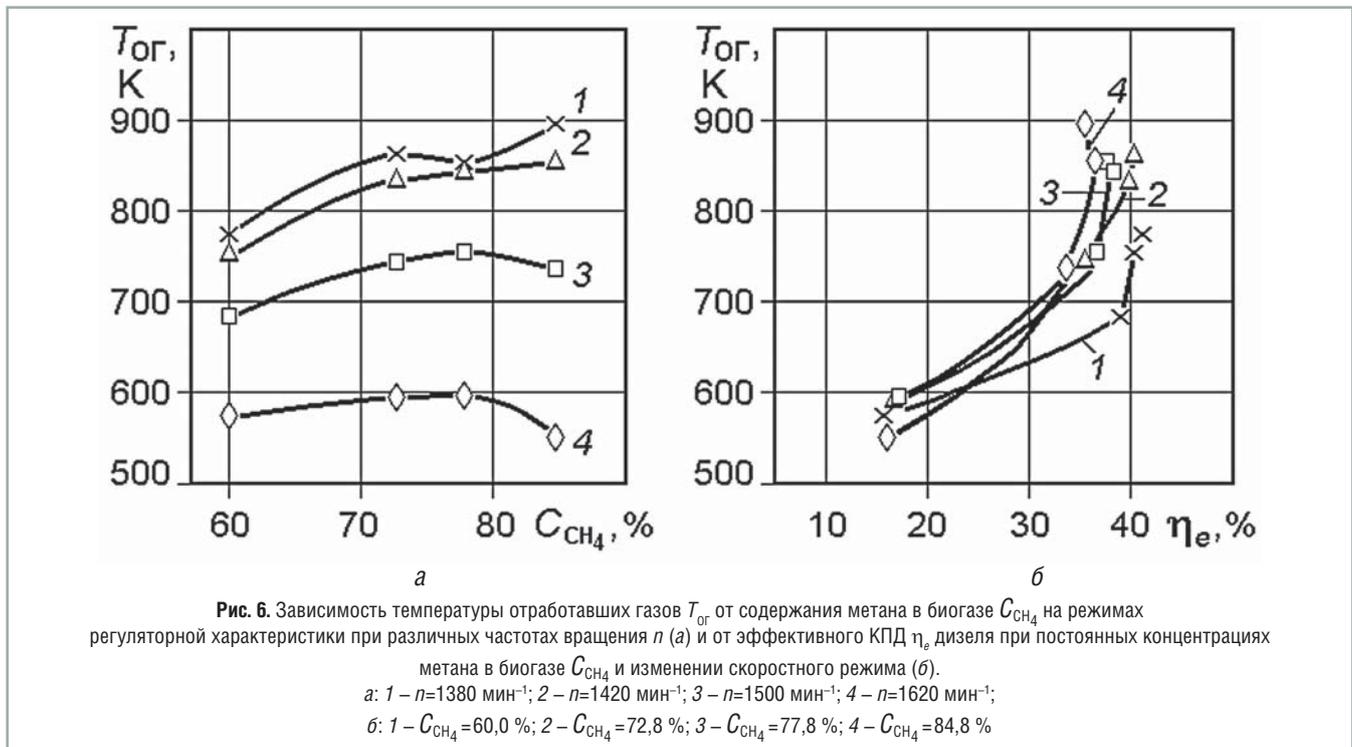


Рис. 6. Зависимость температуры отработавших газов $T_{ог}$ от содержания метана в биогазе C_{CH_4} на режимах регуляторной характеристики при различных частотах вращения n (а) и от эффективного КПД η_e дизеля при постоянных концентрациях метана в биогазе C_{CH_4} и изменении скоростного режима (б).
а: 1 – $n=1380 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n=1420 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; 4 – $n=1620 \text{ мин}^{-1}$;
б: 1 – $C_{CH_4} = 60,0 \%$; 2 – $C_{CH_4} = 72,8 \%$; 3 – $C_{CH_4} = 77,8 \%$; 4 – $C_{CH_4} = 84,8 \%$

и неустойчивой работы газодизеля при различных концентрациях метана в биогазе C_{CH_4} и изменении доли замещенного дизельного топлива G_r при работе двигателя на биогазе. Приведенные кривые являются предельными по максимальной доли биогаза в подаваемом топливе. Следует отметить, что режим дизеля (частота вращения и нагрузка) не оказывает существенного влияния на долю замещаемого ДТ, обеспечивающую устойчивую работу дизеля. Все кривые для различных режимов работы укладываются в зону разброса данных в 5 %.

В зоне устойчивой работы двигателя увеличение концентрации метана в биогазе C_{CH_4} позволяет увеличить его долю в подаваемом топливе G_r и, следовательно, уменьшить количество подаваемого ДТ. При увеличении C_{CH_4} с 60 до 70 % количество подаваемого запального ДТ уменьшается в среднем с 30 до 20 %, то есть в 1,3 раза. Дальнейшее увеличение C_{CH_4} приводит к меньшему эффекту от замещения дизельного топлива, что, вероятно, связано с особенностями воспламенения и сгорания запальной дозы ДТ. Ее значение не может быть ниже 10...15 % при подаче только метана в дизель при газодизельном процессе.

Результаты исследований подтверждают зависимость показателей дизеля от концентрации метана в биогазе, поэтому возникает необходимость оптимизации его состава. При этом следует учитывать основные показатели двигателя, не допуская перехода за их предельные значения. К основным показателям относятся эффективный КПД дизеля и температура отработавших газов $T_{ог}$. Последний показатель является очень важным, поскольку при переводе дизеля на биогаз температура ОГ может заметно увеличиваться. При росте нагрузки (уменьшение частоты вращения n на режимах регуляторной характеристики) температура ОГ существенно увеличивается до $T_{ог}=897$ К (рис. 6а, кривая 1).

Таким образом, при оптимизации состава биогаза исследуемого дизеля необходимо обеспечить максимальную эффективность работы двигателя (максимальный эффективный КПД) при ограничениях, накладываемых на температуру отработавших газов $T_{ог}$. Следует отметить, что с ростом нагрузки (уменьшение частоты вращения n на режимах регуляторной характеристики) эффективность сгорания повышается, что сопровождается одновременным увеличением эффективного КПД дизеля и температуры ОГ $T_{ог}$ (см. рис. 6б). Причем, если при работе исследуемого двигателя по дизельному циклу (только на дизельном топливе) предельная температура ОГ достигает уровня $T_{ог}=800$ К, то, как отмечено выше, при работе двигателя по газодизельному циклу (на биогазе с запальной дозой ДТ) максимальная температура ОГ возрастает до $T_{ог}=897$ К. Это может привести к перегреву деталей КС дизеля, в первую очередь, его выпускных клапанов, и выходу двигателя из строя. Поэтому возникает противоречие между стремлением к повышению эффективного КПД дизеля и необходимостью ограничения температуры ОГ. Анализ данных (см. рис. 6) показывает, что ограничение температуры ОГ на уровне $T_{ог}=800$ К, характерном для базового дизеля, достигается только при использовании биогаза с содержанием метана $C_{CH_4}=60,0$ %. При использовании биогаза

с содержанием метана $C_{CH_4}=72,8; 77,8$ и $84,8$ % это ограничение не обеспечивается.

Таким образом, проведенный комплекс экспериментальных исследований подтвердил возможность использования биогаза в качестве альтернативного топлива для дизельных двигателей. Размещение установок по производству биогаза наиболее эффективно непосредственно в местах образования органических отходов, то есть на предприятиях сельского хозяйства и пищевой промышленности, очистных сооружениях, полигонах твердых бытовых отходов и т.д.

Представленная технология использования биогаза позволяет не только частично решить вопрос получения энергоресурсов для их локального использования, но и решить ряд проблем, стоящих перед энергетикой в целом:

- частично или полностью заменить традиционные нефтяные топлива, сэкономить нефтяные ресурсы и сократить импорт нефтепродуктов;
- удовлетворить потребности населения в электроэнергии и бытовом газе, значительно уменьшив отрицательное воздействие двигателей внутреннего сгорания на окружающую среду;
- использовать альтернативные топлива в существующих двигателях внутреннего сгорания без существенного изменения их конструкции;
- создать энергоавтономные сельскохозяйственные предприятия;
- перерабатывать (сжигать в двигателе) поступающие в атмосферу парниковые газы (метан) при утилизации бытовых и сельскохозяйственных отходов.

Литература

1. **Девянин С., Чумаков В., Белаль И.** Газ и удобрение из биоотходов // Сельский механизатор. – 2007. – № 9. – С. 12-13.
2. **Сидоренко О.Д.** Биологические технологии утилизации отходов животноводства. – М.: Изд-во МСХА, 2001. – 74 с.
3. **Гелатуха Г.Г., Кобзарь С.Г.** Современные технологии анаэробного сбраживания биомассы: Обзор // Экология и ресурсосбережение. – 2002. – № 4. – С. 3-7.
4. **Марков В.А., Гайворонский А.И., Грехов Л.В., Иващенко Н.А.** Работа дизелей на нетрадиционных топливах: Учебное пособие. – М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2008. – 464 с.
5. **Ерохов В.И., Карунин А.Л.** Газодизельные автомобили (конструкция, расчет, эксплуатация): Учебное пособие. – М.: Изд-во «Граф-Пресс», 2005. – 560 с.
6. **Васильев Ю.Н., Золотаревский Л.С., Ксенофонов С.И.** Газовые и газодизельные двигатели. – М: PAO «Газпром». 1992. – 127 с.
7. **Баадер В., Доне Е., Бренндерфер М.** Биогаз: Теория и практика. – Пер. с нем. – М.: Колос, 1982. – 140 с.
8. **Захарченко А.Н., Захарченко А.А., Сатьянов С.В.** Источники получения биогаза // Сельский механизатор. – 2011. – № 2. – С. 30-31.
9. **Кириллов Н.Г.** Альтернативные виды моторного топлива из биосырья для сельскохозяйственной автотракторной техники // Достижения науки и техники в АПК. – 2002. – № 2. – С. 11-15.

Технико-экономические показатели газодизельных и газоискровых двигателей, работающих на КПГ

Г.С. Савельев,
зав. лабораторией ГНУ ВИМ, д.т.н.,
Д.В. Дегтярев,
инженер ГНУ ВИМ

На основе экспериментальных исходных данных рассчитана коммерческая эффективность конвертации автотракторных дизелей в газодизельные и газовые двигатели с искровым зажиганием. С учетом коэффициента загрузки двигателя проведен анализ показателей обоих вариантов.

Ключевые слова: коммерческая эффективность, коэффициент загрузки двигателя, стоимость переоборудования, цена топлива, расход топлива.

Technical and economic indicators gazo-diesel and gazo-spark the engines working on natural gas

G.S. Savelyev, D.V. Degtyaryov

On the basis of the experimental initial data commercial effectiveness of converting of autotractor diesel engines in газодизельные and gas engines with spark ignition is calculated. Taking into account factor of loading of the engine the analysis of indicators of both variants is carried out.

Keywords: commercial effectiveness, factor of loading of the engine, re-equipment cost, the fuel price, fuel consumption.

Для работы на сжатом природном газе (КПГ) применяются две технологии конвертации дизелей:

- доработка топливной системы при использовании газодизельного (газожидкостной) способа смесеобразования с запальной дозой дизельного топлива (ДТ);
- установка системы зажигания и смесеобразования, а также снижение степени сжатия до 12 при переходе на газоискровые двигатели.

Выполненные авторами исследования, в том числе коммерческой эффективности обоих способов конвертации, позволяют более корректно оценить эффективность данных технологий.

Конвертация в газодизельные двигатели, кроме незначительных изменений конструкции, обеспечивает возможность оперативного переключения на дизельный процесс, что является важным преимуществом при ненадежном обеспечении газомоторным топливом (ГМТ). Однако необходимость использования дизельного топлива для запальной дозы значительно снижает экономический эффект данного способа конвертации, но при снижении запальной дозы у газодизельного трактора К-701 на 5 % чистый дисконтированный доход от конвертации возрастает на 10 %.

При конвертации дизелей в газоискровые двигатели происходит полное замещение дизельного

топлива более дешевым газовым, что обеспечивает существенное повышение коммерческой эффективности по сравнению с газодизелями.

Следует отметить, что при расчетах коммерческой эффективности переоборудования тракторов и автомобилей на газомоторное топливо в исходных данных, как правило, принимается завышенный расход топлива для режима номинальной мощности без учета коэффициента загрузки двигателя (K_3). Это приводит к существенному завышению показателей коммерческой эффективности, которые не подтверждаются в реальной эксплуатации. В изложенных ниже материалах учитывалась реальная загрузка двигателя на основе существующих нормативов для автотракторной техники.

При увеличении K_3 газодизеля значительно возрастает экономия затрат на топливо и чистый дисконтированный доход (ЧДД) за счет снижения доли запальной дозы ДТ в суммарном расходе топлива. По результатам приемочных испытаний трактора К-701 установлено, что увеличение K_3 на 1 % приводит к росту экономии затрат на топливо на 2,3 %.

Технико-экономические показатели трактора МТЗ-82 с газодизельным и газоискровым двигателями были также определены с использованием экспериментальных данных по расходу топлива для различной загрузки двигателя (табл. 1). У газодизельного трактора МТЗ-82 с увеличением K_3 от 50 до 75 % чистый дисконтированный доход возрастает на 44 % (при повышении K_3 на 1 % ЧДД увеличивается на 1,7 %). У газоискрового двигателя ввиду отсутствия запальной дозы ДТ при увеличении коэффициента загрузки ЧДД растет в меньшей степени по сравнению с газодизелем (при увеличении K_3 на 1 % ЧДД возрастает на 0,8 %).

В целом конвертация дизеля в газоискровую двигатель более эффективна по сравнению с переоборудованием на газодизельный режим.

Рост цен на топливо и газобаллонное оборудование (ГБО) неоднозначно влияет на показатели коммерческой эффективности. Результаты расчета для фактических цен (табл. 2)

Таблица 1

Показатели коммерческой эффективности трактора МТЗ-82 с газодизельным и газоискровым двигателями при различном K_3

Параметры	$K_3 = 0,50$		$K_3 = 0,75$	
	Газодизель	Газоисковой	Газодизель	Газоисковой
ЧДД за 10 лет, тыс. руб.	571	945	822	1132
Срок окупаемости, мес.	12	8	8	6
Экономия ДТ, л/год	10665	15120	14040	18495

Таблица 2

Цены на топлива и газобаллонное оборудование

Год и вариант расчета	ДТ, руб./л	КПГ, руб./м ³	Стальной баллон, руб.	Металлопластиковый баллон, руб.
2003, вариант 1	7,5	3,7	2000	8360
2007, вариант 2	18	8,5	9700	12 000
2007, вариант 3	–	8,5	–	12 000

Таблица 3

Коммерческая эффективность переоборудования тракторов на КПГ

Показатель	Газодизельный			Газоисковой	
	К-701	Т-150К	МТЗ-82	ДТ-75	МТЗ-82
Вариант 1					
ЧДД за 10 лет, тыс. руб.	939	421	203	225	–
Дисконтированный срок окупаемости, мес.	6	11	20	13	–
Вариант 2					
ЧДД за 10 лет, тыс. руб.	2259	1021	598	506	–
Дисконтированный срок окупаемости, мес.	9	13	12	18	–
Вариант 3					
ЧДД за 10 лет, тыс. руб.	–	–	–	–	852
Дисконтированный срок окупаемости, мес.	–	–	–	–	8

на топливо и ГБО свидетельствуют о высокой эффективности переоборудования тракторов при всех вариантах (табл. 3).

Сроки окупаемости затрат на переоборудование тракторов находятся в пределах от 6 до 20 мес. (для варианта 1) и от 9 до 18 мес. (для варианта 2) при норме 72 мес.

Наиболее эффективно переоборудование самого мощного трактора К-701 за счет максимальной годовой экономии дизельного топлива. Повышение стоимости ГБО за 4 года для данного трактора приводит к увеличению затрат на переоборудование в 3,5 раза (с 83,7 тыс. до 292,3 тыс. руб.), при этом срок окупаемости увеличивается с 6 до 9 мес.

Однако за счет увеличения разницы цен на ДТ и КПГ в 2,5 раза чистый дисконтированный доход в 2007 г. в 2,4 раза выше (2 259 тыс. руб.), чем в 2003 г. (939 тыс. руб.). У трактора ДТ-75 при варианте 2 ЧДД (506 тыс. руб.)

больше, чем в варианте 1 (225 тыс. руб.), однако за счет пятикратного роста цен на баллоны срок окупаемости возрастает с 13 до 18 мес. Более низкие значения ЧДД у данного трактора объясняются его меньшей годовой загрузкой. Сравнительно большой срок окупаемости 12 мес. получен у газодизельного трактора МТЗ-82 за счет меньшей по сравнению с К-701 в 3,4 раза годовой экономии дизельного топлива и использования дорогих металлопластиковых баллонов, однако ЧДД при варианте 2 также повышается в 2,9 раза.

Расчеты для трактора К-701 показали значительное влияние запальной дозы ДТ на коммерческую эффективность переоборудования. При прочих равных условиях увеличение запальной дозы ДТ с 15 до 45 % приводит к снижению ЧДД на 60 % и увеличению срока окупаемости с 5 до 7,2 мес.

Таким образом, рост цен на топливо и газобаллонное оборудование

неоднозначно влияет на показатели коммерческой эффективности. Повышение стоимости ГБО для трактора К-701 за 4 года привело к увеличению затрат на переоборудование в 3,5 раза (с 83,7 тыс. до 292,3 тыс. руб.), при этом срок окупаемости увеличивается с 6 до 9 мес. Однако за счет увеличения разницы цен на ДТ и КПГ в 2,5 раза ЧДД увеличился в 2,4 раза с 939 тыс. до 2 259 тыс. руб.

Конвертация дизеля в газоискровый двигатель более эффективна по сравнению с переоборудованием на газодизельный режим.

При коэффициенте загрузки двигателя 75 и 50 % чистый дисконтированный доход у газоискрового двигателя выше соответственно на 37 и 65 % по сравнению с газодизельным вариантом, то есть у машин с низкой загрузкой двигателя по мощности преимущества конвертации дизеля в газоискровый вариант возрастают.

Международная газовая выставка Gas Show 2012 в Варшаве

7-8 марта 2012 г. в Варшаве прошла очередная газовая выставка Gas Show 2012, проводимая в Польше уже 16 лет. Это мероприятие, ставшее традиционным, свидетельствует о том, что в мире продолжает расти интерес к применению газомоторного топлива. В крупнейшем Варшавском международном выставочном комплексе EXPO XXI была развернута экспозиция, посвященная достижениям на рынке автомобильного газобаллонного оборудования (ГБО) и автогазозаправочной техники. Более 100 стендов представили продукцию 150 фирм. Среди них ГБО известных крупных голландских, итальянских, польских и других производителей: Vialle, Landi Renzo, Lovato, Emer, BRC, OMVL, Valtek, A.E.B., Emmegaz, Autronic, AC, Auto Gaz Centrum (AG), ELPIGAZ, Vitkovice Milmet, LPG TECH, KME, Versus Gas, ALEX, Stako.



Система подачи газа пятого поколения фирмы Vialle

Значительно увеличилась экспозиция, представленная ведущими мировыми автомобилестроительными фирмами, газобаллонных автомобилей (ГБА) заводской сборки с ГБО, установленным на сборочном конвейере. Растет предложение комплектов ГБО для установки на двигатели с непосредственным впрыском бензина. В основном они выполнены на базе электроники A.E.B., например, комплекты ELPIGAZ. На базе блоков управления собственного производства такие комплекты поставляют польские фирмы AC (STAG), LPG TECH и другие. Эти блоки позволяют существенно расширить сферу применения газобразных топлив за счет переоборудования двигателей автомобилей с прямым впрыском (FSI).

Большой интерес вызвала система пятого поколения фирмы Vialle. Это распределенный впрыск жидкой



Экспозиция перед выставочным комплексом

Интерес к выставке, как и в предыдущие годы, не ослабевает, по сравнению с прошлым годом заметно возросло число участников и посетителей.

Перед входом на выставку развернулась экспозиция, на которой были представлены коммерческий транспорт и микроавтобусы. Особый интерес представляли автомобили с газодизельными системами питания. Все фирмы, представившие такое оборудование, предлагают использовать газ в качестве добавки к дизельному топливу не только для экономии, но и для улучшения экологических и динамических показателей автомобилей. Польские фирмы

представили эффективные в эксплуатации системы Dega MIX (ELPIGAZ), Blue Power Dizel и другие.



Газобаллонные автомобили



Стенд польской фирмы ELPIGAZ

фазы газа в камеру сгорания ДВС универсальной форсункой, которая может подавать газ или бензин.

Специальные универсальные газобензиновые форсунки Siemens впрыскивают газ в сжиженном виде под давлением. Предварительно СУГ подается насосом, который расположен в газовом баллоне, а затем давление газа перед впрыском в камеру сгорания повышается в универсальном топливном насосе.

Большая часть продукции на стендах выставки – это оборудование, которое устанавливается на автомобили сервисными предприятиями. Это наглядно видно на стендах польских

представительств ведущих крупных итальянских производителей: Landi Renzo, Lovato, Emer, BRC, OMVL, Valtek, A.E.B., Tartarini Auto Gaz Centrum (AG)

газа четвертого поколения с различными дополнительными опциями, в том числе с функциями взаимодействия с EOBD. Сегодня на многие современные автомобили можно устанавливать только эти блоки.

Среди большого количества представленного оборудования для сервиса ГБО внимание привлекла установка оригинальной конструкции польской фирмы ABtest для проверки и регулировки газовых форсунок, позволяющая выполнить проверку и настройку в условиях, близких к эксплуатационным.

Расширяется предложение баллонов для СУГ и КПГ. Это наглядно иллюстрируют экспозиции польских фирм STAKO, PolmoCon, Vitkovice Milmet и др.

Одновременно в эти же дни в Варшаве проходила традиционная международная конференция,



Стенд для проверки газовых форсунок фирмы ABtest



Экспозиция фирмы STAKO

и других. Например, польская фирма А МАХ на базе комплектующих этих производителей предлагает широкий спектр оборудования.

Заметно увеличивается доля ГБО на базе элементов польского производства, представленного известными фирмами АС, КМЕ, LPG TECH, ЛЕНО и другими.

В этом году на стендах представлено значительно больше образцов, чем на прошедших выставках. Но общая тенденция развития ГБО – это системы распределенного впрыска

посвященная применению СУГ. Два дня на ней обсуждались вопросы расширения рынка газа для автотранспорта и повышения эффективности его использования.

Прошедшая выставка в очередной раз показала, что продолжается рост спроса на автомобильное оборудование для использования газового топлива и предложений для удовлетворения этого спроса. Специалистам выставка помогает правильно сориентироваться на рынке автомобильного ГБО.

Авторы статей в журнале № 2 (26) 2012 г.

Александров Игорь Константинович,

д.т.н., профессор, зав. кафедрой ГОУ ВПО,
Вологодский государственный технический
университет, Вологда, 3 Интернационала, д. 5-80,
м.т. 8 921 714-91-40, e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Бебенин Евгений Викторович,

к.т.н., доцент Саратовского государственного
аграрного университета им. Н.И. Вавилова,
м.т. 8 902 710-29-00, e-mail: bebenin@bk.ru

Верстаков Сергей Александрович,

инженер кафедры ДВС ФГОУ ВПО «Вятская
государственная сельскохозяйственная
академия»,
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133,
м.т. 8 (953) 130-31-00, р.т. 8 (8332) 67-54-90

Володин Виктор Владимирович,

к.т.н., доцент Саратовского государственного
аграрного университета им. Н.И. Вавилова,
м.т. 8 902 710-29-00

Гатиятов Альфред Абузарович,

заместитель генерального директора
ООО «РаритЭК»,
м.т. 8 917 281-59-06, e-mail: raritek@telebit.ru

Гнедова Людмила Анатольевна,

старший научный сотрудник
ООО «Газпром ВНИИГАЗ», 355-90-51

Горбачев Станислав Прокофьевич,

гл. научный сотрудник ООО «ВНИИГАЗ», д.т.н.,
профессор, р.т. 355 92 05,
e-mail: S_Gorbachev@vniigaz.gazprom.ru

Гриценко Кирилл Александрович,

научный сотрудник ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,
8 916 681-99-61

Гусаков Сергей Валентинович,

зав. кафедрой Российского университета
дружбы народов (РУДН), профессор, д.т.н.,
м.т. 8 903 562-62-22, р.т. (495) 952-67-87

Деветьяров Руслан Раифович,

к.т.н., доцент кафедры ДВС ФГОУ
ВПО «Вятская государственная
сельскохозяйственная академия»,
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133,
м.т. 8 (912) 823-86-08, р.т. 8 (8332) 67-54-90

Девянин Сергей Николаевич,

доктор технических наук, заведующий
кафедрой «Тракторы и автомобили»
Московского государственного
агроинженерного университета
им. В.П. Горячкина (МГАУ им. В.П. Горячкина),
м.т. 8 917 51-96-394

Дегтярев Дмитрий Валерьевич,

инженер ГНУ ВНИИ механизации сельского
хозяйства (ВИМ), м.т. 8 903 102-07-36

Долгих Михаил Александрович,

инженер кафедры ДВС ФГОУ ВПО
«Вятская государственная

сельскохозяйственная академия»,
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133,
м.т. 8 (912) 713-75-39, р.т. 8 (8332) 67-54-90

Загородских Борис Павлович,

профессор Саратовского государственного
аграрного университета им. Н.И. Вавилова,
д.т.н., м.т. 8 906 315-02-02

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

Каменев Владимир Федорович,

начальник отдела НАМИ, профессор, д.т.н.,
454-00-97

Карагусов Владимир Иванович,

д.т.н., профессор Омского Государственного
Технического Университета,
тел. 8 913 971-3715, e-mail: karvi@mail.ru

Ланьков Николай Иванович,

помощник президента
ООО «Компания «Север»,
тел. 8 961 884-1347,
e-mail: valnik.46@mail.ru

Лапушкин Николай Александрович,

начальник лаборатории ТО АГНКС ООО
«Газпром ВНИИГАЗ», к.т.н.,
р.т. (495) 355-90-51, м.т. 8 916 854-40-57

Лиханов Виталий Анатольевич,

д.т.н., академик РАТ, профессор, зав. кафедрой
ФГБОУ ВПО «Вятская государственная
сельскохозяйственная академия»,
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133,
кафедра ДВС, р.т. 8 (8332) 57-43-07

Марков Владимир Анатольевич,

профессор Московского государственного
технического университета им. Н.Э. Баумана
(МГТУ им. Н.Э. Баумана), д.т.н.,
м.т. 8 917 584-49-54, р.т. (499) 263 69 18

Маянков Илья Владимирович,

студент Омского Государственного
Технического Университета,
тел. 8 961 882-9029,
e-mail: i.v.mayankov@mail.ru

Медведков Илья Сергеевич,

м.н.с., лаб. проектирования АЗК, Центр
использования газа ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,
аспирант, тел. (498) 657-43-10

Ожегов Дмитрий Леонидович,

главный специалист отдела маркетинга и
рекламы ООО «РаритЭК»,
м.т. 8 906 118-47-03,
e-mail: d.ozhegov@raritek.ru

Перетряхина Вера Борисовна,

старший научный сотрудник
ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,
р.т. (495) 355-90-51, м.т. 8 915 118-57-42

Полевщиков Александр Сергеевич,

инженер кафедры ДВС ФГОУ ВПО «Вятская
государственная сельскохозяйственная
академия»,
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133,
м.т. 8 (906) 829-59-60, р.т. 8 (8332) 67-54-90,
e-mail: eapas@mail.ru

Порожняков Сергей Александрович,

заместитель начальника лаборатории Центра
использования газа, ООО «Газпром ВНИИГАЗ»,
р.т. (495) 719 21 52,
e-mail: s.porozhnyakov@gazprom.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

Савельев Геннадий Степанович,

зав. лабораторией ГНУ ВНИИ механизации
сельского хозяйства (ВИМ), к.т.н.,
р.т. 8 (499) 174-87-63,
м.т. 8 916 69-47-154,
e-mail: vim@vim.ru

Скрипко Леонид Александрович,

инженер-электротехник Московского
автомобильно-дорожного института (МАДИ),
к.т.н., тел. (495) 589-84-17,
e-mail: leonid-skripko@yandex.ru

Федотов Игорь Владимирович,

старший научный сотрудник ООО «Газпром
ВНИИГАЗ», к.т.н., р.т. 355-90-51

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

Цуладзе Михаил Александрович,

генеральный директор ООО «АЗС-ЭКСПО»,
тел./факс: (495) 380-21-37, (499) 256-05-44,
e-mail: acsexpro@mail.ru

Чмыхалова Светлана Валерьевна,

профессор кафедры инженерной
защиты окружающей среды Московского
государственного горного университета,
доцент, к.т.н., член-корр. РАЕН,
р.т. (499) 236-95-22, e-mail: tchmy@mail.ru

Чумаков Валерий Леонидович,

к.т.н., профессор кафедры «Тракторы и
автомобили» МГАУ им. В.П. Горячкина,
м.т. 8 916 995-44-74

Шарипов Акбар Зарипович,

инженер РУДН, соискатель,
м.т. 8 903 961-88-73

Шевченко Денис Владимирович,

аспирант Российского университета
дружбы народов (РУДН),
м.т. 8 926 561-25-40

Contributors to journal issue No. 2 (26) 2012

Alexandrov Igor K.,

PhD. Tekhn. Sciences, professor of Technical University (Vologda),
phone: + 7 921 714-91-40,
e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Bebenin Eugene V.,

PhD, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov,
phone: +7 902 710-29-00, e-mail: bebenin@bk.ru

Chmykhalova Svetlana V.,

candidate of technical science, prof. MSMU, corresponding member RASN, Ltd (Russian Academy of Natural Sciences),
office phone: + 7 (499) 236-95-22, tchmy@mail.ru

Chumakov Valery L.,

PhD. (Eng.), professor of «Tractors and Automobiles» department of the Moscow State University for Agriculture and Engineering n.a. V.P. Goryachkin,
phone: + 7 916 995-44-74

Degtyaryov Dmitry V.,

the engineer, All-Russia Research Institute of Mechanization for Agriculture (VIM),
m. t. + 7 903 102-07-36

Devetyarov Ruslan R.,

the senior lecturer of Vyatka State Agricultural Academy, PhD. Tekhn. Sciences,
phone: + 7 (912) 823-86-08,
office phone: + 7 (8332) 67-54-90

Devyanin Sergey N.,

D. Sc. (Eng.), professor, head of «Tractors and Automobiles» department of the Moscow State University for Agriculture and Engineering n.a. V.P. Goryachkin, m.t. + 7 917 519-63-94

Dolgih Michail A.,

engineer of Vyatka State Agricultural Academy,
phone: +7 (912) 713-75-39, office phone: + 7 (8332) 67-54-90

Fedotov Igor V.,

Senior Research Associate of the Laboratory of Process Equipment of AGCFS, Gazprom VNIIGAZ,
office phone: + 7 (495) 355-90-51

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

Gatiyatov Alfred A.,

Deputy Director General, «RariTEK»,
phone: +7 917 281-59-06,
e-mail: raritek@telebit.ru

Gnedova Lyudmila A.,

Senior Research Associate of the Laboratory of Process Equipment of AGCFS, Gazprom VNIIGAZ,
phone: + 7 (495) 355-90-51

Gorbachev Stanislav P.,

Chief Research Associate, Doctor of technical sciences, professor, office phone 355 92 05,
e-mail: S_Gorbachev@vniigaz.gazprom.ru

Gritsenko Kirill A.,

Research Associate of the Laboratory of Process Equipment of AGCFS, Gazprom VNIIGAZ,
phone: + 7 916 681-99-61

Gusakov Sergey V.,

Head of Department of Peoples' Friendship University of Russia (PFUR), professor, Ph.D.,
m.t. 8 903 562-62-22

Kamenev Vladimir F.,

Doctor of Engineering, Head of the Division, professor, NAMI,
phone: + 7 (495) 454-00-97

Karagusov Vladimir I.,

professor of Omsk State Technical University, PhD, Engng,
e-mail: karvi@mail.ru, phone: +7 913 971-3715

Kavtaradze Revaz Z.,

Professor of N.E. Bauman's MGTU, Doctor of Engineering,
mobile phone: 8 910 469-00-12, office phone: (499) 265-78-92, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru

Lankov Nikolay I.,

assistant to the President, «Company "Sever"»,
phone: + 7 961 884-1347, e-mail: valnik.46@mail.ru

Lapushkin Nikolay A.,

Head of the Laboratory of Process Equipment of AGCFS, Gazprom VNIIGAZ,
phone: + 7 916 854-40-57

Likhanov Vitaly A.,

head of the chair of Vyatka State Agricultural Academy, Dr. Sci. Tech.,
phone: +7 (8332) 57-43-07

Markov Vladimir A.,

PhD (Eng.), professor of «Heat Physics» department of the Bauman Moscow State Technical University, phone: + 7 917 584-49-54

Mayankov Ilya V.,

student of Omsk State Technical University,
phone: + 7 961 882-9029,
e-mail: i.v.mayankov@mail.ru

Medvedkov Ilya S.,

graduate, OOO «Gazprom VNIIGAZ»,

115583, Moscow, Russia,
phone +7 (498) 657-43-10

Ozhegov Dmitry L.,

chief specialist, «RariTEK»,
phone: + 7 906 118-47-03,
e-mail: d.ozhegov@raritek.ru

Peretryakhina Vera B.,

Senior Research Associate of the Laboratory of Process Equipment of AGCFS, Gazprom VNIIGAZ,
phone: + 7 (495) 355-90-51, + 7 915 118-57-42

Polevshchikov Alexander S.,

engineer of Vyatka State Agricultural Academy,
phone: +7 (906) 829-59-60, office phone: + 7 (8332) 67-54-90, e-mail: eapas@mail.ru

Porozhnyakov Sergey A.,

deputy head, gas motor fuel use forecasting and economics Laboratory, Gazprom VNIIGAZ,
office phone: + 7 (495) 719 21 52,
e-mail: s.porozhnyakov@gazprom.ru

Pronin Evgeny N.,

Deputy Head of Directorate, JSC Gazprom,
office phone: 7 (495) 719-14-81,
e-mail: E.Pronin@adm.gazprom.ru

Saveliev Gennady S.,

Head of the laboratory of motor and alternative fuel, All-Russia Research Institute of Mechanization for Agriculture (VIM), Moscow, Russia, office phone + 7 (499) 1748763,
mobile phone: 8 916 69-47-154, e-mail: vim@vim.ru

Sharipov Akbar,

engineer, Peoples' Friendship University of Russia (PFUR), phone + 7 903 961-88-73

Shevchenko Denis V.,

graduate of Peoples' Friendship University of Russia (PFUR), m.t. + 7 926 561-25-40

Skripko Leonid A.,

PhD, engineer, MADI, phone + 7 (495) 589-84-17,
e-mail: leonid-skripko@yandex.ru

Tsuladze Mikhail A.,

General Director of ACS-EXPO, Ltd,
t/f: + 7 (495) 380-21-37, (499) 256-05-44,
e-mail: acsexpo@mail.ru

Verstakov Sergey A.,

engineer of Vyatka State Agricultural Academy,
phone: +7 (953) 130-31-00,
office phone: + 7 (8332) 67-54-90

Volodin Victor V.,

PhD, Engng, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, phone: + 7 961 845-39-25,
phone: + 7 902 710-29-00

Zagorodskikh Boris P.,

Dr. Sci. Tech., Professor of Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov,
phone: + 7 906 315-02-02

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.