ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 1 (263)
январь—март 2016

Санкт-Петербург

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (проект публикуется в сокращенной редакции) 3

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В.
Моделирование работы резьбовых соединений при расчете сопряжений базовых деталей поршневых двигателей 8

Березовский А.Б., Максимов А.В., Гатауллин Н.А. Зимина Л.А., Садыков М.Ф., Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Хафизов Р.Х.
Экспериментальное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом 11

Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н., Зайцев Д.А.
Улучшение характеристик газовоздушных каналов головки блока цилиндров дизельного двигателя Fiat 1,3 Multijet 18

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Уровень форсировки поршневых двигателей нового поколения 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сайданов В.О., Смолинский С.Н., Росляков Е.М.
Модернизация дизель-генераторных установок в составе электростанций для объектов военной инфраструктуры 31

Сорокин В.А.
Проблемы эксплуатации судовых дизелей с большой наработкой 34

Хромов В.Н.
Восстановление деталей термопластическим деформированием — резерв импортозамещения запасных частей зарубежных дизелей 40

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Исследование горения в дизеле (материалы конгресса CIMAC 2013) 45

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей 58

ENGINE BUILDING IN RUSSIA

Road Map for the Development Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (condensed draft version) 3

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Kapshukov A.V.
Modelling of Threaded Connections in Engine Parts Mating Analyses 8

Berezovsky A.B., Maximov A.V., Gataullin N.A., Zimina L.A., Sadykov M.F., Gumerov I.F., Valeev D.H., Khafizov R.H.
Experimental Investigation of Electro-Hydraulic Valve Phasing Mechanism 11

Ponomarev A.S., Metelev A.A., Nemchikova M.N.., Zaytsev D.A.
Improving the Performance of Gas Ducts in Cylinder Head of Engine Type Fiat 1,3 Multijet 18

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.
New Generation Reciprocating Engines: Boost Level 25

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Saidanov V.O., Smolinsky S.N., Roslyakov E.M.
Modernization of Diesel-Generator Sets Powering Military Facilities 31

Sorokin V.A.
Operating Marine Diesel Engines with Small Residual Life 34

Khromov V.N.
Rebuilding of Parts with Thermo-Softening Deformation as an Alternative to Procurement of Spare Parts for Imported Diesel Engines 40

ENGINE BUILDING NEWS

Investigation into Partially-Premixed Combustion (based on CIMAC 2013 papers) 45

INFORMATION

Synopsis 58

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	*техн. директор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
В.А. Рыжов	*гл. конструктор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
Е.С. Васюков	*техн. директор*	*ЗАО УК БМЗ, г. Брянск*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
Е.И. Бирюков	*гл. конструктор*	*ОАО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул*
В.М. Гребнев	*техн. директор*	*ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково*
Р.Х. Хафизов	*зам. гл. констр. по двиг.*	*ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны*
А.А. Матюшин	*генеральный директор*	*ОАО ЗМЗ, г. Заволжье*
В.И. Федышин	*директор*	*МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал*
В.В. Коновалов	*1-й зам. ген.директора*	*ОАО «Звезда», Санкт-Петербург*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

В.С. Папонов	*ген. директор*	*ОАО НИКТИД, г. Владимир*
Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*директор*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*
А.М. Махмудов	*с.н.с.*	*ФГУП «Крыловский ГНЦ», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) — ВИ(ИТ) Военной академии материально-технического обеспечения (ВА МТО), Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2016 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 28.02.2016
Подписано в печать 25.03.16
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 22. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2016. № 1 (263)

УДК 621.43

СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ РОССИИ НА ПЕРИОД ДО 2020 ГОДА (проект публикуется в сокращенной редакции)

Предисловие редакции

Анализ результатов реализации подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» показал, что поршневое двигателестроение в России, получив начальный импульс развития при финансовой поддержке государства, сразу же столкнулось с необходимостью срочного решения проблемы импортозамещения в части организации производства ключевых компонентов для двигателей нового поколения. В целях решения этой проблемы Министерством промышленности и торговли РФ в течение 2015 г. был разработан проект «Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года» (далее Стратегия ПДВС). Разработка Стратегии развития ПДВС выполнена Координационным советом Минпромторга РФ по развитию поршневого двигателестроения в России под председательством заместителя министра А.Н. Морозова (далее Координационный совет). Последняя редакция Стратегии развития ПДВС, рассмотренная на седьмом заседании Координационного совета, состоявшемся в декабре 2015 г., в целом была признана завершенным программным документом, готовым к утверждению и реализации.

Стратегия развития ПДВС — это программный документ, характеризующий состояние отрасли и определяющий основные направления государственной политики в области поршневого двигателестроения на ближайшую и среднесрочную перспективу.

Стратегия нацелена на реализацию мероприятий по обеспечению потребностей российского транспортного и энергетического машиностроения (автомобилестроения, агропромышленного комплекса, судостроения, тепловозостроения, авиастроения и стационарной энергетики) в поршневых двигателях отечественного производства, не уступающих по своим техническим показателям и потребительским свойствам лучшим зарубежным аналогам, а также на расширение экспортных рынков РФ.

Стратегия развития ПДВС содержит четыре основных раздела:

- анализ текущего состояния и перспектив развития поршневого двигателестроения в Российской Федерации;
- развитие компонентной базы двигателей нового поколения;
- результаты реализации подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» ФЦП «Национальная технологическая база»;
- необходимые мероприятия для реализации Стратегии развития ПДВС в России.

Настоящая Стратегия как программный документ представляет безусловный интерес для научно-технической общественности отрасли отечественного двигателестроения и публикуется в сокращенной редакции, отражающей в основном проблемы создания современных судовых, тепловозных и промышленных двигателей, то есть специфическую направленность нашего журнала. Редакция благодарит за предоставленную возможность публикации материалов Стратегии одного из ее разработчиков д. т. н., проф. Д.О. Онищенко (кафедра поршневых двигателей МВТУ им. Н.Э. Баумана) и секретаря Координационного совета Минпромторга России А.С. Голосова.

Паспорт Стратегии

Наименование. Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 г.

Основание для разработки. Поручение Заместителя министра Промышленности и торговли Российской Федерации от 03.03.2015г. ДА-3944/20. Протокол совещания у Министра промышленности и торговли Российской Федерации от 30.10.2015г. №114-МД/20. Протокол заседания Координационного совета Министерства промышленности и торговли от 09.10.2015 г. № 45-МА/20. План мероприятий по импортозамещению поршневых двигателей и их компонентов в России (Приказы Министерства промышленности и торговли России от 31 марта 2015 г. № 648, 658, 659, 661).

Разработчик Стратегии. Министерство промышленности и торговли Российской Федерации.

Цели Стратегии

1. Снижение зависимости России от импорта ПДВС и их компонентов за счет удовлетворения внутреннего спроса высококачественными энергоэффективными энергетическими установками отечественного производства.

2. Развитие экспортного потенциала предприятий двигателестроения за счет максимального расширения поставок конкурентоспособных энергетических установок и их компонентов в страны ближнего и дальнего зарубежья, как отдельно, так и в составе транспортной техники.

3. Развитие отечественного производства компонентов и систем управления для поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Задачи стратегии

1. Структуризация спроса и предложения в отрасли.

2. Научно-технический и экономический аудит.

3. Оптимизация деятельности предприятий, развитие кооперации, определение мер господдержки.

4. Создание в России высокоэффективных производств конкурентоспособных энергетических установок и компонентов для них в сегментах рынка, полностью занятых импортом.

5. Повышение надежности и эксплуатационных характеристик ПДВС, снижение эксплуатационных затрат, обеспечение требований по охране окружающей среды и энергоэффективности.

6. Обеспечение координации инвестиционных проектов по производству энергетических установок для различных типов транспортной техники, систем и компонентов ПДВС с высоким уровнем унификации.

7. Создание научно-технических заделов для реализации технических и технологических решений в области перспективных ПДВС, их систем и компонентов.

8. Гармонизация нормативной базы России и ЕС (технических требований к ДВС по выбросам вредных веществ и парниковых газов, к качеству моторных топлив и масел).

9. Разработка механизмов государственного стимулирования производства ПДВС, их систем и компонентов.

10. Создание Федерального центра развития двигателестроения и центров коллективного пользования испытательным оборудованием.

11. Контроль планирования и реализации НИОКР в области развития ПДВС с целью исключения их дублирования.

Сроки и этапы реализации Стратегии. Стратегия развития ПДВС рассчитана на 5 лет и предусматривает мероприятия на ближайшую и среднесрочную перспективу, а также ее актуализацию каждые 18 месяцев.

Перечень основных мероприятий Стратегии

1. Разработка и организация производства среднеоборотных газопоршневых двигателей в диапазоне мощностей 500–3500 кВт и их компонентов.

2. Разработка и организация производства перспективного семейства поршневых двигателей в диапазоне мощностей от 5 до 100 кВт широкого спектра применения.

3. Разработка и организация производства перспективных образцов судовых пропульсивных комплексов и мотор-генераторов на базе дизельных двигателей мощностью выше 7,5 МВт.

4. Разработка перспективного семейства авиационных поршневых двигателей мощностью до 500 кВт для легкой и сверхлегкой авиации, а также специальной авиационной техники.

5. Организация производства перспективного семейства высокооборотных V-образных дизельных двигателей с рабочим объемом от 16 до 50 литров, в 8-, 12-, 16-цилиндровом исполнении для транспортного и специального машиностроения.

6. Развитие литейного производства корпусных деталей и компонентов поршневых двигателей.

7. Развитие производства электронно управляемой топливной аппаратуры, ее систем и компонентов.

8. Развитие производства управляемых агрегатов наддува.

9. Развитие производства элементов цилиндропоршневой группы и элементов кривошипно-шатунного механизма.

10. Организация кузнечно-прессового производства заготовок компонентов дизелей.

11. Развитие производства систем комплексной нейтрализации отработавших газов.

12. Развитие производства отечественных систем управления двигателем и их компонентов.

13. Создание Федерального центра развития двигателестроения (оказания инжиниринговых услуг предприятиям отрасли) и Центра коллективного пользования испытательным оборудованием.

Объемы и источники финансирования мероприятий Стратегии. Общий объем инвестиций из всех источников для реализации мероприятий Стратегии на период 2016–2018 гг. составит 36–42 млрд рублей (в ценах 2015 г.). Источниками финансирования являются собственные средства предприятий отрасли, заемные средства, инвестиции иностранных стратегических партнеров. Финансовое обеспечение мероприятий Стратегии за счет средств федерального бюджета будет уточняться в установленном порядке при

подготовке федерального бюджета на очередной финансовый год и (или) иной плановый период.

Ожидаемые результаты реализации Стратегии, целевые индикаторы. Объем рынка поршневого двигателестроения в России к 2020 г. составит ориентировочно 600 млрд рублей. Рост экспорта к 2020 г. планируется до 10 млрд рублей.

В результате реализации мероприятий Стратегии Российские и локализованные производители поршневых двигателей к 2020 г. выйдут на объем продаж:

➢ для автомобильного транспорта более 850 тыс. шт. ДВС в год на сумму 77 400 млн руб. в год;

➢ для отрасли судостроения более 680 шт. ДВС в год на сумму 20 160 млн руб. в год;

➢ для отрасли тепловозостроения и более 170 шт. ДВС в год на сумму 2 770 млн руб. в год;

➢ для стационарной автономной энергетики более 1700 шт. ДВС в год на сумму 4 300 млн руб. в год.

Уровень локализации производства поршневых двигателей нового поколения и их комплектующих в среднем повысится до 50 %.

Должны быть предусмотрены мероприятия по совершенствованию системы подготовки инженерных кадров и рабочих специальностей для производства поршневых двигателей и их компонентов.

Организационная система управления и механизмы реализации Стратеги. Общее руководство и управление реализацией Стратегии осуществляет Министерство промышленности и торговли Российской Федерации.

Функции экспертного научно-технического сопровождения реализации мероприятий Стратегии осуществляет Координационный совет, созданный в соответствии с приказом Министерства промышленности и торговли Российской Федерации от 30.01.2015 №135.

Федеральный центр развития поршневого двигателестроения формирует научно-техническую политику и координирует работу отраслевых центров коллективного пользования технологическим и испытательным оборудованием.

Введение

Поршневое двигателестроение для любого высокоразвитого государства является одним из индикаторов уровня развития прикладной науки и промышленности в целом. Современные поршневые двигатели, как малоразмерные, предназначенные для специальной авиационной техники, так и среднеоборотные судовые дизели мощностью до 10 МВт, относятся к высокотехнологичным и наукоемким объектам, доля научных исследований и инженерных разработок в структуре цены которого является основной. Разработка и организация производства двигателей на своей территории является приоритетной для любой экономики мира в силу высокой добавленной стоимости этой продукции.

Необходимость в сохранении и развитии отечественного двигателестроения обусловлена не только экономическими факторами. Возникшая в последние годы тенденция оснащения некоторых образцов военной техники двигателями зарубежных производителей — крайне нежелательный фактор, снижающий обороноспособность нашей страны.

Производство современных поршневых двигателей оказывает значительное влияние на решение экономических, социальных, оборонных, экологических, научно-технических проблем, как в России, так и в других промышленно развитых странах.

Поршневые двигатели используются в качестве привода для наземного (автомобильного и железнодорожного) и водного транспорта, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, военной техники, автономных станций постоянной работы, аварийных и резервных источников электроснабжения, а также все шире находят применение в современной малой авиации. Характеристики поршневых двигателей во многом определяют энергетические, экономические, массогабаритные, экологические показатели объектов их применения и влияют на стоимость ее жизненного цикла в течение всего срока службы.

Производство поршневых двигателей отечественной конструкции для вооруженных сил, в том числе для обеспечения подвижности различных видов вооружений и военной техники, мобильной энергетики, для комплектации судовых двигательных и электроэнергетических установок кораблей ВМФ и морских частей погранвойск, а также возможность развертывания их выпуска в мобилизационный период непосредственно обеспечивает обороноспособность страны, имеет стратегическое значение.

Таким образом, создание конструкций и организация производства современных поршневых двигателей для железнодорожного подвижного состава, речного и морского флота, установок малой энергетики и технологических установок, автомобилестроения, дорожно-строительной техники, тракторостроения и инженерных машин на базе тракторов, сельхозмашиностроения и др. — важнейшая государственная задача. Для этой техники поршневые двигатели являются практически безальтернативной энергетической установкой.

Годовой объем производства продукции дизелестроения, за исключением автотракторных

и поршневых авиационных двигателей, в России в настоящее время составляет около 20 млрд рублей, а с учетом импорта рынок оценивается в 35–40 млрд рублей в год. В натуральном выражении потребность российского рынка только в среднеоборотных дизельных двигателях (с учетом использования в ДГУ) составляет более 5,0 тыс. шт. в год. В связи с реализацией программ развития судостроения, обновления подвижного состава на железнодорожном транспорте, увеличением работ в области резервной энергетики, в том числе для атомных станций, в 2015 г. ожидается увеличение объема рынка до 45 млрд рублей в ценах 2014 г.

Объем отечественного производства высокооборотных поршневых двигателей для грузовых автомобилей, автобусов, военной и специальной техники в РФ составляет 180 тыс. шт. в год и около 80 млрд рублей. С учетом ситуации на мировом рынке вооружения, а также на внутреннем рынке специальной и внедорожной техники, можно с уверенностью прогнозировать устойчивый рост потребности в данных двигателях.

Необходимо обратить внимание на поршневые авиационные двигатели, которые являются силовыми установками для легких и специальных летательных аппаратов (дронов). Потребность в поршневых авиационных двигателях для этого вида техники определяется легким весом, компактностью, а также более высокими экономическими и тяговыми характеристиками по сравнению с газотурбинными двигателями в классе силовых установок мощностью до 500 л. с.

Покупка зарубежных двигателей для комплектации указанной техники нежелательна, так как иностранные компании, как правило, осуществляют поставку только конечной продукции, без локализации производства на территории Российской Федерации.

В настоящее время российские двигателестроительные заводы производят поршневые двигатели в ограниченных диапазонах мощности и ориентированы на определенный круг потребителей.

Так, например, в России отсутствует производство судовых среднеоборотных четырехтактных дизелей мощностью выше 7500 кВт, производство высокооборотных современных промышленных дизелей в диапазоне мощностей от 400 до 3000 кВт для судостроения, малой энергетики, железнодорожных путевых машин и других видов техники. В то же время ведущие зарубежные фирмы («Caterpillar», «Cummins», MAN, MTU, «Wartsila» и др.) выпускают двигатели различной размерности в диапазоне мощностей от 100 до 80 000 кВт. Эти фирмы предлагают типоразмерные ряды, в которых объединены унифицированные по конструкции модификации, отличающиеся числом цилиндров, частотой вращения, уровнем форсирования, комплектацией. Это позволяет существенно расширить предложения по номенклатуре двигателей, поднять количественный выпуск, ускорить процесс разработки новых двигателей и использовать их в качестве силовой установки на любом промышленном или транспортном объекте.

Несмотря на успешную в целом реализацию мероприятий подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база на период 2007–2011 годы», возникли и остаются нерешенными следующие проблемы:

- зависимость России от импорта поршневых двигателей и их компонентов;
- низкий экспортный потенциал продукции отечественных заводов отрасли;
- отсутствие в России современных специализированных производств компонентов поршневых ДВС.

При этом развитие российского поршневого двигателестроения сдерживается:

- высокими сроками окупаемости инвестиций в развитие двигателестроения, что делает такие инвестиции коммерчески невыгодными, особенно в нестабильной экономической обстановке;
- недостаточным объемом инвестиций в НИР и ОКР, что приводит к сохранению традиционно узкого типажа и пробелам в мощностных рядах двигателей;
- сильной изношенностью производственной базы, что значительно увеличивает инвестиции в организацию производства разработанных современных двигателей;
- устаревшими технологиями изготовления базовых деталей поршневых двигателей, что снижает их потребительские свойства;
- отставанием в разработке и освоении производства современных компонентов систем нейтрализации и снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, механизмов регулирования фаз газораспределения, топливной аппаратуры, турбокомпрессоров и др., что увеличивает себестоимость изготовления двигателей с требуемым техническим уровнем;
- «скачкообразной» сменой поколений инженерных, технологических и научных кадров.

Имевшее место в 1990-х и начале 2000-х годов конкурентное преимущество отрасли отечественного двигателестроения, обусловленное сравнительно низкими ценами на энергоносители, сырье и оплату труда, к настоящему времени практически исчерпано.

Действующие в Российской Федерации государственные программы «Развития промышленности и повышения ее конкурентоспособности», «Развития гражданской авиационной техники», «Развития гражданской морской техники» и др. не предусматривают мероприятий по развитию поршневого двигателестроения для этих видов техники.

На сегодняшний день перед производителями поршневых двигателей стоит большое количество проблем, решение которых возможно лишь путем консолидации и координации деятельности всех заинтересованных сторон, основанных на принципах государственно-частного партнерства и программно-целевого планирования, и реализации мероприятий, направленных на развитие поршневого двигателестроения в Российской Федерации, как это предусмотрено настоящей Стратегией ПДВС.

(*продолжение в следующих выпусках*)

ЮБИЛЕЙ!

Сергею Павловичу Столярову 60 лет!



29 января 2016 г. заведующему кафедрой судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок Санкт-Петербургского государственного морского технического университета Сергею Павловичу Столярову исполнилось 60 лет и 40 лет с даты начала научно-педагогической деятельности.

Вся профессиональная жизнь Сергея Павловича связана с Ленинградским кораблестроительным институтом (ныне Санкт-Петербургский государственный морской технический университет).

В 1979 г. после окончания института с отличием по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» С.П. Столяров поступил на работу инженером научной части кафедры. После окончания аспирантуры в 1985 г. начал преподавать, шаг за шагом пройдя путь от ассистента до декана факультета. Защитив кандидатскую диссертацию, получил звание доцента. Под его руководством и при непосредственном участии разработаны учебные планы специалитета, бакалавриата, магистратуры и аспирантуры по направлению «Энергетическое машиностроение», учебные программы и другое необходимое методическое обеспечение профиля «Двигатели внутреннего сгорания», а также образовательные программы факультета.

Результаты научных исследований и разработок, выполненных на кафедре под руководством С.П. Столярова, были внедрены по договорам с МинВУЗ, ПО «Арсенал», Морским Регистром, Крыловским ГНЦ и другими предприятиями. Наиболее значимые исследования выполнены по развитию двигателей Стирлинга, теории рабочих процессов ДВС, истории науки и техники, совершенствованию учебно-методической работы.

С апреля 2008 г. С.П. Столяров возглавляет кафедру судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок, приумножая и сохраняя традиции, заложенные основателем кафедры профессором В.А. Ваншейдтом. С июля 2011 г. избран на должность декана факультета корабельной энергетики и автоматики. Им организована и с 2012 г. ежегодно проводится Всероссийская межотраслевая научно-техническая конференция «Актуальные проблемы морской энергетики», в 2014 г. воссоздано издание трудов СПбГМТУ.

Список научных трудов С.П. Столярова насчитывает более 170 печатных работ. Кроме того, им сделано более 60 научных докладов на конференциях и семинарах. Студенты под его непосредственным руководством индивидуально опубликовали более 35 печатных работ.

Редакция журнала «Двигателестроение» и коллектив кафедры поздравляют Сергея Павловича с юбилеем и желают крепкого здоровья, творческих успехов и благополучия в жизни.

УДК 621.43

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ СОПРЯЖЕНИЙ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, А.В. Капшуков
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Выполнено исследование различных возможностей представления резьбовых соединений в расчетных моделях узла крышка цилиндра—втулка и корпуса поршневого двигателя. Проведен расчет резьбового соединения корпусных деталей двигателя в осесимметричной и трехмерной постановке.

Прочность и надежность конструкции поршневых двигателей внутреннего сгорания во многом определяется работой многочисленных резьбовых соединений, являющихся составной частью конструкции двигателя [1]. Это особенно актуально применительно к современным высокофорсированным среднеоборотным дизелям [2] с максимальным давлением газов в цилиндре, достигающем 180 бар и выше. Речь идет в первую очередь о резьбовом соединении деталей, образующих газовый стык двигателя, а также о составном поршне, шатуне и коленчатом вале.

При расчете напряженно-деформированного состояния базовых узлов и деталей двигателя, включающих резьбовые соединения, используется метод конечных элементов (МКЭ) [3]. В конструкциях с подвесной втулкой [4] важное значение [5] имеет адекватное описание работы резьбового соединения сборки втулки цилиндра и шпилек, крепящих крышку цилиндра и образующих вместе с прокладкой газовый стык двигателя [6].

Для оценки напряженно-деформированного состояния при вворачивании шпилек в верхнем поясе втулки использована трехмерная конечно-элементная модель сборки втулки с заменой контактного взаимодействия в резьбовом соединении крепления шпильки со втулкой «склеиванием» (glue). «Склеивание» (совмещение границ объемов) используется для создания модели, состоящей из соприкасающихся (смежных) объектов, путем наложения ограничений в зоне стыков (взаимодействий). Такой прием может использоваться только для моделей с малыми перемещениями.

При создании конечно-элементной модели наибольшее внимание уделяется точности описания геометрии верхнего пояса втулки, что требуется при построении объемной модели узла втулка—крышка цилиндра.

Перед построением конечно-элементной модели была создана так называемая «твердотельная» объемная модель в среде программного комплекса «SolidWorks», который позволяет эффективно создавать модели достаточно сложной формы. Созданная твердотельная модель переносится в расчетный комплекс ANSYS для непосредственного моделирования напряженно-деформированного состояния сборки втулки с крышкой цилиндра. Такой подход обеспечивает возможность оперативного изменения любых геометрических размеров с автоматической регенерацией всей расчетной модели. Последнее обстоятельство особенно важно для сокращения времени при оптимизационных расчетах [7].

На рис. 1 представлена твердотельная расчетная модель втулки цилиндра двигателя ЧН26/26 с ввернутыми шпильками.

При расчете напряженно-деформированного состояния резьбового соединения втулка—шпилька усилие затяжки моделировалось давлением, прикладываемым к поперечным сечениям шпилек. Осевое усилие для одной шпильки принималось равным $1{,}0 \cdot 10^5$Н.

На рис. 2 представлена конечно-элементная модель втулки цилиндра в сборе со шпильками, обеспечивающими герметичность газового стыка.

Для подтверждения допустимости применения «склеивания» при расчете взаимодействия

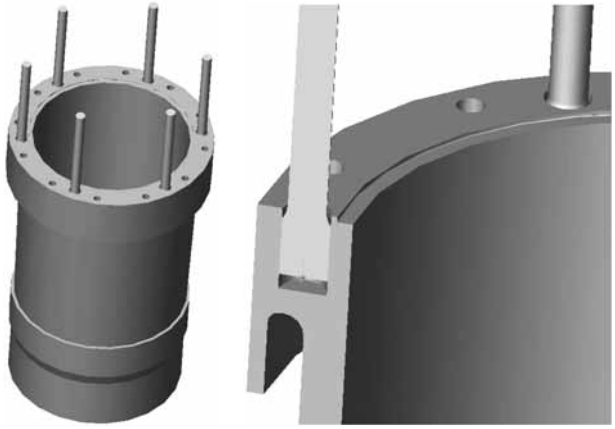

Рис. 1. Твердотельная модель втулки со шпильками

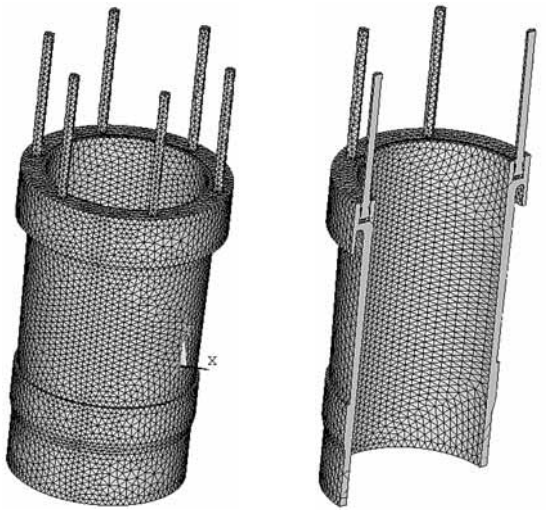

Рис. 2. Конечно-элементная модель втулки со шпильками

шпильки с деталью, в которую шпилька вворачивается, был проведен расчет в осесимметричной постановке со взаимодействием между витками резьбы через контактные элементы. Расчетная модель и распределение эквивалентных напряжений показана на рис. 3.

На основании полученных результатов на рис. 4 приведена зависимость распределения относительных напряжений σ_{max}/σ от относительной координаты z/h, где h — общая длина резьбы шпильки; z — координата i-го витка резьбы.

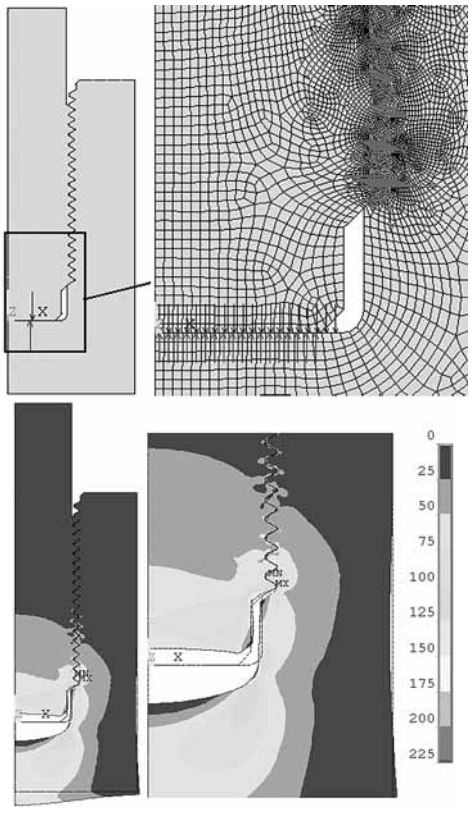

Рис. 3. Расчетная модель и эквивалентные напряжения от усилий вворачивания шпилек $\sigma_{экв}$, МПа

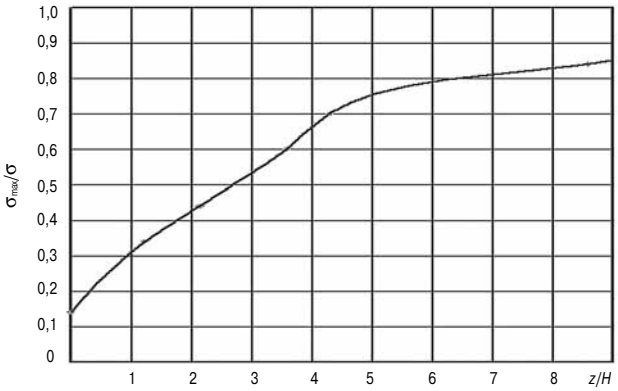

Рис. 4. Распределение относительных напряжений в резьбе шпильки

С учетом симметрии конструкции и условий нагружения в расчете используется часть втулки с прокладкой. Конечно-элементная модель части втулки, шпильки и прокладки с дополнительной разбивкой в зоне максимальных изменений напряжений (галтель в месте установки прокладки) представлена на рис. 5. Модель состоит из 76 800 квадратичных элементов и 129 088 узлов. Взаимодействие втулки и прокладки осуществляется через контактные элементы. Был проведен расчет от монтажных усилий при вворачивании шпилек с упором в дно резьбового отверстия моментом 10 кГм (усилие около 30 000 Н). Усилие шпильки имитировалось давлением 120 МПа, приложенным к нижнему торцу стержня шпильки и к дну резьбового отверстия. На рис. 6 показаны эквивалентные напряжения от монтажных усилий.

Максимальные напряжения, не превышающие 220МПа, носят локальный характер, имеют место в зоне нижнего витка резьбы и сопряжения днища резьбового отверстия и вертикальных стенок.

Распределение относительных напряжений от относительной координаты z/h по длине

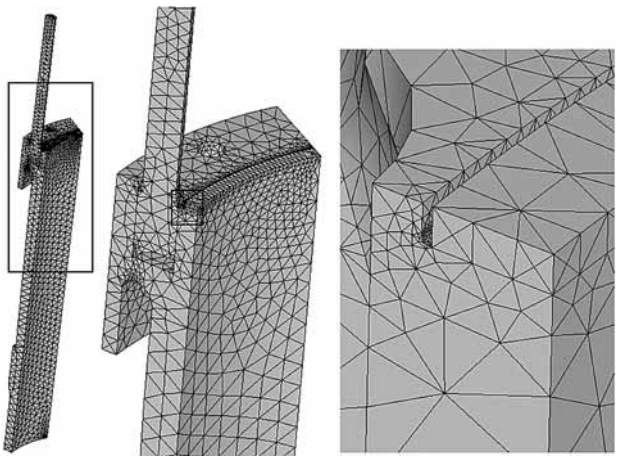

Рис. 5. Конечно-элементная модель 1/12 части втулки, шпильками и прокладки

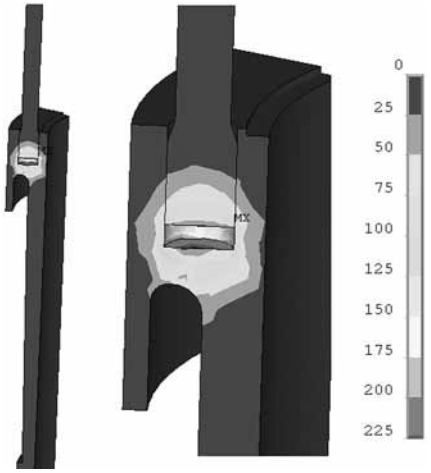

Рис. 6. Эквивалентные напряжения от усилий вворачивания шпилек $\sigma_{экв}$, МПа

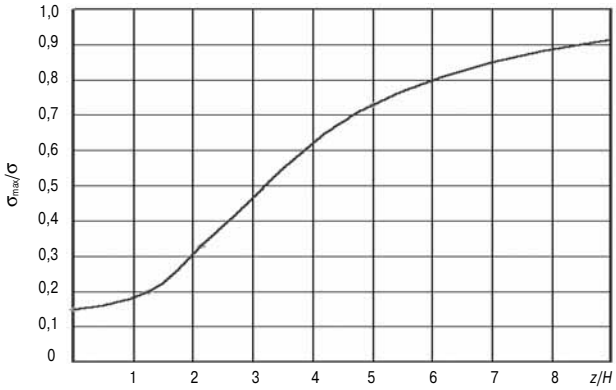

Рис. 7. Распределение относительных напряжений в резьбе шпильки

резьбовой части шпильки приведено на рис. 7.

Результаты расчетов, полученные на различных моделях показывают, что различия напряжений по виткам резьбового соединения, полученные методом «склеивания» составляет не более 11% в сравнении с результатами, полученными с применением контактных элементов (таблица, рис. 8). Достаточно близкие результаты приводятся в известной работе Биргера И. А. [1]. Следовательно, при моделировании резьбового соединения в трехмерной постановке можно использовать непосредственное соединение деталей.

z/H	Контактные элементы, G_{max}/G	«Склеивание», G_{max}/G	Различие относительных значений, определенных с помощью метода контактных элементов и метода «склеивания», %
0	0,14	0,14	0,00
1	0,31	0,18	41,94
2	0,42	0,31	26,19
3	0,53	0,47	11,32
4	0,66	0,62	6,06
5	0,75	0,73	2,67
6	0,79	0,8	1,27
7	0,81	0,85	4,94
8	0,83	0,89	7,23
9	0,85	0,91	7,06
Среднее значение, %			10,87

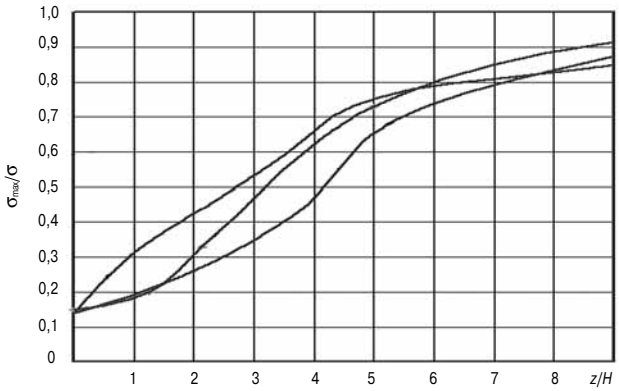

Рис. 8. Распределение относительных значений, определенных с помощью метода контактных элементов, метода «склеивания» и аналитического метода

В заключение следует отметить, что при моделировании напряженно-деформированного состояния корпусных деталей с применением объемных конечно-элементных моделей можно рекомендовать использование приема («склеивания») для описания работы резьбовых элементов.

Литература

1. *Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин. Справочник. — М : Машиностроение, 1993. — 639 с.

2. *Конкс Г.А., Лашко В.А.* Мировое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: учеб. пособ. — М. : Машиностроение, 2005. — 505 с.

3. Зарубин В. С. Математическое моделирование в технике. — М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. — 496 с.

4. *Чайнов Н. Д., Раенко М. И., Рыжов В. А.* Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 2015. — 360 с.

5. ГОСТ Р 52857.4–2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметиченость фланцевых соединений.

6. *Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л.* Конструирование двигателей внутреннего сгорания. — М : Машиностроение, — 2-е изд. — 2011. — 496 с.

7. *Петриченко Р. М.* Элементы САПР ДВС. — Л. : Машиностроение, 1990. — 329 с.

8. *Никитин Е.А., Мерлис П.М., Салтыков М. А., Васильев Г.Л.* Совершенствование основных узлов турбопоршневых двигателей. — М. : Машиностроение, 1974. — 207 с.

9. *Салтыков М.А., Горбунов М.Н., Гинзбург М.А., Кужелев В.П.* Развитие методов и средств исследования прочности основных несущих деталей и узлов транспортных дизелей: сб. статей. — М. : Машиностроение, 1974.

10. *Орлин А.С., Круглов М.Г. и др.*; под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. — М. : Машиностроение, 1984. —384 с.

УДК 62-383.1

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

А.Б. Березовский, к.т.н., А.В. Максимов, Н.А. Гатауллин, к.т.н., Л.А. Зимина;
КНИТУ-КАИ им. А.Н.Туполева,
М.Ф.Садыков, к.ф.-м.н.; КГЭУ,
И.Ф. Гумеров, к.т.н., Д.Х. Валеев, к.т.н., Р.Х. Хафизов;
ПАО «КамАЗ»

Совершенствование газораспределительного механизма автомобильных двигателей позволяет увеличить их удельную мощность, снизить расход топлива и улучшить экологические характеристики. Разработан электрогидравлический привод газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания. Рассмотрены конструкция блока привода клапанов и экспериментальное оборудование для его испытаний. Приведены сведения об электронной системе управления электромагнитными клапанами привода и определены ее характеристики. Сформирован закон оптимального управления электромагнитными клапанами и приведены результаты испытаний электрогидровлического привода клапанов.

Потребительские характеристики современных тяжелых коммерческих автомобилей во многом определяются энергетическими, экономическими и экологическими показателями двигателя. Улучшение этих показателей связано, в том числе, с совершенствованием процессов газообмена, продувки и наполения цилиндров двигателя. Традиционно управление процессом газообмена осуществляется газораспределительным механизмом (ГРМ) с механическим приводом от коленчатого вала. Основным недостатком механического привода является однозначная связь привода клапанов с положением коленчатого вала и, следовательно, с положением поршня. Кроме этого, существуют значительные нагрузки в сопряжении кулачка распределительного вала и толкателя, что вызывает шум и необходимость качественной смазки элементов привода.

Расширение возможностей ГРМ связано с необходимостью изменения фаз газораспределения, закона подъема и движения клапана в зависимости от режима работы двигателя, что позволяет:

➢ оптимизировать рабочие параметры и различные характеристики двигателя;

➢ сократить выбросы вредных веществ с отработавшими газами за счет циклов с продолженным расширением и внутренней рециркуляции;

➢ улучшить процесс смесеобразования на отдельных режимах работы двигателя отключением одного из впускных клапанов;

➢ повысить эффективность работы двигателя при малых нагрузках отключением цилиндров двигателя;

➢ использовать двигатель для гибкого регулирования тормозного момента при торможении автомобиля на затяжных спусках.

В двигателях с искровым зажиганием можно отказаться от дроссельной заслонки, что эффективно при небольших нагрузках.

Частично эти задачи решаются появившимися в последнее время механическими приводами ГРМ от коленчатого вала со встроенным механизмом изменения фаз газораспределения: VANOS, VVTi, VVT, VTC и др. [1]. Изменять подъем клапана позволяют системы Valvetronic, Valvematic, VVT-L, VETC. Исключить связь клапанов с коленчатым валом и полностью использовать возможности ГРМ могут электромагнитный [1, 2] и электрогидравлический приводы клапанов [1, 3], разработкой которых занимаются многие автопроизводители. Больших успехов в создании электрогидравлического привода клапанов добилась фирма «Fiat», внедрившая в серийное производство систему MultiAir. Интерес представляют разнообразные экспериментальные разработки, например, электрогидравлическая система газораспределения Lotus AVT.

Для применения на двигателях коммерческих автомобилей большой интерес представляет электрогидравлический привод клапанов, который обладает минимальными ограничениями кинематики движения клапанов, достаточно просто обеспечивает плавную посадку клапанов на седло, имеет значительные перестановочные усилия и хорошо согласуется со штатными системами двигателя и автомобиля.

Электрогидравлический привод клапанов основан на действии давления жидкости на поршень силового гидроцилиндра, связанный с клапаном двигателя. При этом подачей и сливом жидкости из гидроцилиндра управляют электромагнитные клапаны. Одним из способов управления электрогидравлическим приводом ГРМ является открытие клапана поршнем силового гидроцилиндра и закрытие его клапанной пружиной при сливе жидкости из гидроцилиндра. Подача жидкости в гидроцилиндр и ее слив обеспечиваются быстродействующими электромагнитными клапанами (ЭМК). Продолжительность и последовательность включения и выключения ЭМК определяется электронной системой управления.

Макетный образец блока силового привода клапанов

Для экспериментального исследования ГРМ с электрогидравлическим приводом создан макетный образец блока силового привода клапанов — БСПК (рис. 1) [4–6] и разработана система его питания. Основанием для создания конструкторской документации и последующего изготовления БСПК послужили рекомендации, полученные при численном исследовании электрогидравлического привода ГРМ [7]. В качестве рабочего тела привода клапанов используется моторное масло. Конструкция и размеры деталей БСПК, касающиеся впускного и выпускного клапанов, одинаковые.

Основной деталью БСПК является корпус *1*, который устанавливается сверху на головку цилиндра. Внутри корпуса, со стороны головки цилиндра, выполнены два отверстия. Гидроцилиндры *2* вставлены в эти отверстия и снаружи уплотнены резиновыми кольцами *3*. Закрепление гидроцилиндров в корпусе осуществлено их хвостовиками, ввернутыми в регулировочные фланцы *4*. После регулирования положения гидроцилиндров в корпусе они фиксируются контргайками на хвостовиках. В средней части корпуса и гидроцилиндров выполнены отверстия *5*, соединенные с питающими магистралями. В верхней части корпуса и гидроцилиндров имеются отверстия *6* и *7* для слива масла из гидроцилиндров. Сливные отверстия *6* гидротормоза служат для плавной посадки клапана двигателя на седло. В отверстиях подвода и слива масла предусмотрена установка согласующих жиклеров. Гидропоршень *8* диаметром 16 мм помещается в гидроцилиндр. В нижней части гидропоршень имеет цилиндрический наконечник-толкатель *9*. На стенке гидропоршня выполнена проточка *10*, которая сквозными отверстиями соединяется с внутренней полостью гидропоршня. В нижней части гидропоршня имеются отверстия *11* для ограничения подъема клапана.

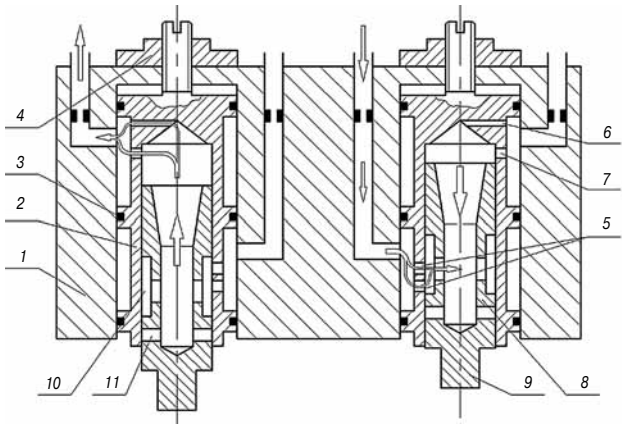

Рис. 1. Конструктивная схема БСПК

1 — корпус; *2* — гидроцилиндр; *3* — уплотнение гидроцилиндра; *4* — фланец; *5* — отверстия питания; *6* — отверстие гидротормоза; *7* — отверстие слива; *8* — гидропоршень; *9* — наконечник-толкатель

Автономная электронная система управления

Для управления гидравлическим приводом клапанов двигателя при помощи ЭМК разработана автономная электронная система управления (АЭСУ), в состав которой входят: источник питания; персональный компьютер (ПК) с программным обеспечением; электронный блок управления (ЭБУ), включающий программируемую логическую интегральную схему (ПЛИС) и плату согласования сигналов датчиков; два блока усилителей; исполнительные механизмы (ЭМК); датчики; световые индикаторы. Применен импульсный источник питания. ПЛИС имеет цифровые и аналоговые каналы управления и обладает высокой скоростной характеристикой. ПК со средой программирования LabView позволяет осуществлять связь и программировать блок управления (ПЛИС). Два блока усилителей, используемых для управления ЭМК, базируются на интегральной схеме и МОП-транзисторах. Первый блок подает сигналы на питающие ЭМК, второй — управляет сливными ЭМК. Исполнительными механизмами являются катушки индуктивности, встроенные в управляющую ступень ЭМК. Для регистрации моментов открытия и закрытия ЭМК применяются светодиоды, включенные параллельно катушкам индуктивности.

Для работы электрогидравлического привода ГРМ в составе двигателя применены: датчик положения коленчатого вала (ДПКВ), датчик положения вала ТНВД (ДФ), датчик давления масла в питающей рампе (ДД), датчик температуры масла в поддоне двигателя (ДТ). Сигналы с датчиков поступают на плату ПЛИС.

На внешний ПК установлено разработанное программное обеспечение. Оно обеспечивает индивидуальную настройку формы, моментов

подачи и длительности электрических импульсов, подаваемых на ЭМК. Конструкция всех ЭМК одинакова. Используя сигнал ДПКВ, фиксирующего текущую частоту вращения коленчатого вала двигателя n и его положение возможно управлять ЭМК. Предусмотрено принудительное задание виртуальной частоты вращения n коленчатого вала, которая не зависит от показаний ДПКВ. Выбор цилиндра двигателя, на котором установлен БСПК, осуществляется фазовым сдвигом текущего цилиндра относительно верхней мертвой точки первого цилиндра двигателя. Реализована возможность включать/выключать все четыре ЭМК одновременно или раздельно (в любом наборе). Информация о включении выбранных ЭМК отображается на панели программы.

Панель программы ПК имеет вкладки с калибровками фаз работы ЭМК в градусах угла поворота коленчатого вала (° угла ПКВ) по частоте вращения коленчатого вала, давлению масла и его температуре. Есть возможность сохранять калибровки в файл. В окнах вкладок отображаются текущие показания давления и температуры. Отдельная вкладка служит для осциллографирования частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления.

Применяется дополнительная вкладка для настройки формы и длительности сигнала, подаваемого на ЭМК. Сигнал состоит из стартового импульса и широтно-импульсной модуляции (ШИМ) сигнала, временные параметры которой можно задавать, меняя скважность сигнала. Отключение сигнала приводит к закрытию ЭМК.

Экспериментальное оборудование для проведения предварительных исследований электрогидравлического привода ГРМ

Предварительные исследования электрогидравлического привода ГРМ необходимы для апробирования АЭСУ, определения характеристик управляющих сигналов, отработки методик скоростной киносъемки и обработки ее результатов. Для проведения предварительных испытаний собрана экспериментальная система электрогидравлического привода ГРМ (рис. 2). Для питания системы маслом приспособлен исследовательский стенд НТЦ ПАО «КамАЗ» (рис. 3), на который установлен макет двигателя КамАЗ со штатным насосом гидроусилителя руля (ГУР) и поддоном с маслом (рис. 3, *а*). В цилиндрах макета двигателя отсутствуют поршни и шатуны. БСПК установлен на штатную головку цилиндра со снятыми коромыслами и стойками. В головке размещается традиционный клапанный механизм, включающий клапаны, пружины, опорные тарелки, сухари, направляющие клапанов. Головка цилиндра с БСПК крепится при помощи дистанционных втулок и шпилек к пятому цилиндру блока двигателя (рис. 3, *б*). Между головкой цилиндра и привалочной плоскостью блока двигателя образуется зазор (30 мм), необходимый для визуального контроля работы клапанов и проведения скоростной киносъемки.

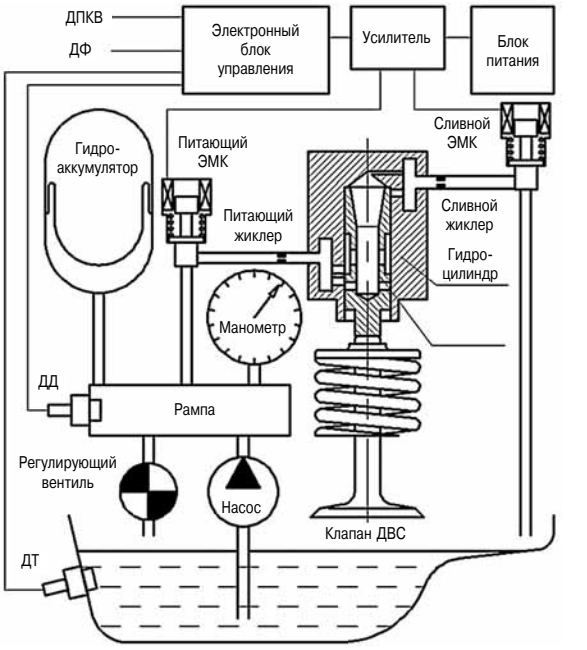

Рис. 2. Схема экспериментального электрогидравлического привода ГРМ

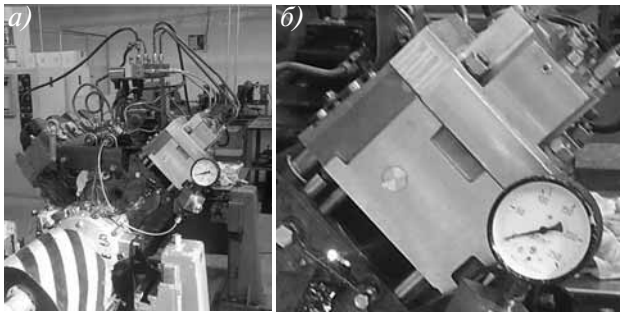

Рис. 3. Исследовательский стенд 1
а — общий вид; *б* — головка цилиндра с БСПК

Функционирование системы происходит следующим образом. После включения стенда масло из поддона двигателя насосом ГУР подается в рампу. При помощи регулирующего вентиля в рампе поддерживается давление 7–9 МПа. Для снижения пульсаций давления к рампе присоединен гидроаккумулятор. При подаче электрического сигнала на питающий ЭМК он открывается, обеспечивая подвод масла в надпоршневую полость гидроцилиндра БСПК. Сила давления масла на гидропоршень заставляет его двигаться вниз. При этом гидропоршень своим наконечником-толкателем открывает клапан, сжимая клапанные пружины. При достижении клапаном штатной высоты подъема открываются

отверстия в нижней части гидропоршня. Это ограничивает перемещение клапана в сторону его открытия за счет слива масла из надпоршнвой полости в головку цилиндра и далее — в поддон.

Для закрытия клапана подается электрический сигнал на открытие сливного ЭМК. Начинается слив масла из гидроцилиндра. Давление масла в гидроцилиндре снижается, клапан двигателя начинает закрываться под действием клапанной пружины, действуя на гидропоршень. Гидропоршень перемещается вверх. Перед посадкой клапана на седло гидропоршень перекрывает отверстия гидротормоза. Это способствует сокращению расхода масла на слив, уменьшению скорости гидропоршня, и, соответственно, скорости клапана двигателя. Происходит плавная посадка клапана на седло при продолжающемся сливе масла через верхнее отверстие гидроцилиндра и снижении давления над гидропоршнем.

Методика киносъемки и обработки видеофайлов

Для регистрации перемещения клапанов используется скоростная цифровая кинокамера. Ракурс киносъемки выбирается так, чтобы в кадр попадали клапаны двигателя, измерительная линейка и сигнальные светодиоды, расположенные на головке цилиндров (см. рис. 3, *б*).

Скорость киносъемки устанавливается постоянной в диапазоне 2000–3000 кадров в секунду. Для последующей обработки осуществляется экспорт результатов съемки в видеофайл с преобразованием видеопотока. Мгновенное положение клапана при его перемещении определяется при покадровом просмотре изображения с помощью программы Vegas Pro 10. При этом фиксируются номера кадров, соответствующие моментам подачи стартового импульса, ШИМ сигнала и прекращения подачи электрического сигнала на каждый ЭМК. В первом случае светодиод, включенный параллельно катушки индуктивности ЭМК, начинает ярко светиться, во втором случае он мигает, в третьем гаснет. По соответствию положения клапана шкале измерительной линейки осуществляется измерение положения клапана двигателя.

Характеристики сигнала ЭСУ и быстродействие ЭМК

Проведены опыты для определения характеристик электрического сигнала для управления ЭМК [8]. Определена минимальная длительность стартового импульса (без ШИМ сигнала), при которой клапан двигателя поднимается на штатную высоту. При напряжении питания 80 В она составила 13 мс. Отмечено, что при подаче стартового импульса ЭМК открывается с определенной задержкой, что приводит к запаздыванию подъема клапана двигателя. После прекращения сигнала ЭМК закрывается, и клапан двигателя «медленно» закрывается клапанной пружиной ввиду утечек масла через поршневой зазор гидроцилиндра (рис. 4). Видно, что при закрытии клапана наблюдается затухающий колебательный процесс перемещения клапана, связаный с инерционными свойствами системы гидропоршень–клапанная пружина—масло в гидроцилиндре. При длительности стартового импульса менее 13 мс высота подъема клапана уменьшается. Следовательно, изменяя длительность стартового импульса, можно управлять величиной подъема клапана.

Определены характеристики ШИМ сигнала, необходимые для удержания ЭМК в открытом состоянии. Выяснено, что при скважности ШИМ сигнала более 0,54 клапан двигателя удерживается в течение подачи ШИМ сигнала в открытом состоянии. Это говорит об открытом состоянии ЭМК. В процессе удержания клапана двигателя в открытом состоянии наблюдаются его колебания, которые практически не затухают (рис. 5). Как выяснено, частота колебаний клапана двигателя не зависит от периодичности (3–6 мс) ШИМ сигнала, что говорит об отсутствии влияния колебаний золотника ЭМК.

После отключения управляющего сигнала

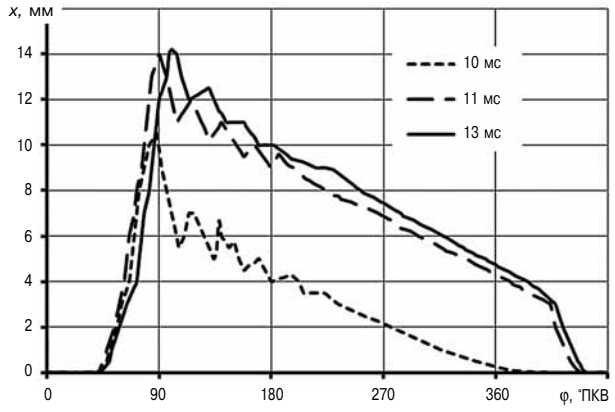

Рис. 4. Влияние длительности стартового импульса на перемещение выпускного клапана ($n_в$ = 800 об/мин)

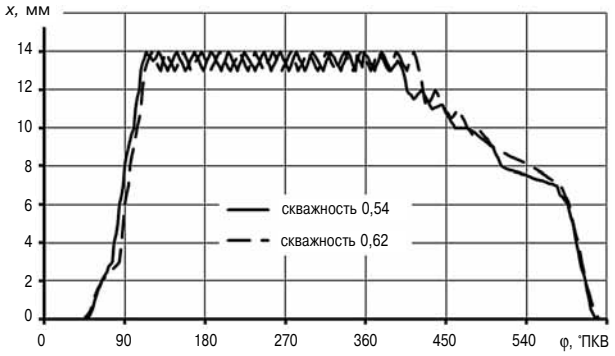

Рис. 5. Влияние параметров ШИМ на работу выпускного клапана

закрывается питающий ЭМК. Клапан двигателя перемещается в сторону закрытия за счет утечек масла. После подачи сигнала на сливной ЭМК, происходит быстрая посадка клапана на седло за счет действия клапанной пружины и слива масла из гидроцилиндра.

При скважности сигнала менее 0,54 энергии электромагнита недостаточно для удержания золотника ЭМК в открытом состоянии. Золотник находится в промежуточном положении. Клапан двигателя перемещается в сторону закрытия. По мере уменьшения скважности сигнала скорость закрытия клапана растет. При скважности меньше 0,28 золотник ЭМК закрывается после окончания стартового импульса несмотря на наличие ШИМ сигнала.

Таким образом, длительность стартового импульса и характеристики ШИМ сигнала оказывают большое влияние на динамику движения клапана двигателя. Очевидно, что параметры управляющего сигнала должны выбираться в зависимости от конкретных характеристик электромагнита и механической части ЭМК.

Отмеченный факт задержки открытия ЭМК относительно начала стартового импульса свидетельствует о влиянии на фазы включения/выключения ЭМК быстродействия ЭМК (включая время заполнения магистралей питания и слива). Быстродействие ЭМК $\delta_б$ определено экспериментально по времени реакции клапана двигателя на начало подачи электрического сигнала на питающий или сливной ЭМК. Величина $\delta_б$ линейно растет при увеличении n, достигая 120° угла ПКВ при 2400 об/мин. Во временном исчислении для линии питания она равна 9 мс, а для линии слива — 8 мс.

Экспериментальное оборудование для проведения основных исследований электрогидравлического привода ГРМ

Для испытаний электрогидроприводного ГРМ использован двигатель КамАЗ семейства 740.70, установленный на приспособленном для этой цели стенде 2 НТЦ ПАО «КамАЗ» (более мощном, чем стенд 1). На двигателе установлены штатные датчики ДПКВ и ДФ. В поддоне расположен датчик температуры масла. Для снижения механических потерь при прокрутке двигателя электромашиной удалены верхние поршневые кольца, впускные коллекторы и система отвода отработавших газов. Схема экспериментальной системы электрогидравлического привода ГРМ практически не отличается от схемы, представленной на рис. 2.

Как и ранее, между головкой и блоком двигателя имеется зазор (30 мм). Он не позволяет поршню двигателя встретиться с клапанами в случае неудачно выбранных фаз срабатывания ЭМК. В днище поршня ввернута шпилька так,



Рис. 6. Исследовательский стенд 2

чтобы ее движение происходило между открывающимися клапанами, не задевая их. Длина шпильки между днищем поршня и ее торцом равна 30 мм. Таким образом, торец шпильки имитирует верхнюю плоскость поршня в штатно собранном двигателе (без зазора).

Для измерения расстояния между головками клапанов и торцом движущейся с поршнем шпилькой к головке цилиндров прикреплена линейка. При обработке данных скоростной киносъемки определяется расстояние между клапанами и поршнем, которое будет реализовываться при штатной работе двигателя. На рис. 6 приведена фотография исследовательского стенда 2.

Закон управления ЭМК

Для управления ЭМК электрогидроприводного ГРМ в ЭСУ должен быть заложен закон управления в виде базовой матрицы, которая представляет зависимость фаз срабатывания соответствующих ЭМК от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя. На динамику движения гидропоршня оказывают также влияние давление масла в рампе и температура масла. Для их учета необходимо формирование дополнительных матриц поправок фаз питания ЭМК.

Предварительно для формирования базовой и дополнительных матриц ЭСУ использована разработанная авторами программа расчета электрогидропривода ГРМ, и программное обеспечение AVL BOOST. Расчеты проведены при различных скоростных режимах [9]. Требуется, чтобы фазы газораспределения электрогидравлического ГРМ равнялись фазам газораспределения двигателя КамАЗ, и минимальное расстояние между клапанами и поршнем двигателя было не менее 1,5 мм. Приоритетным является второе условие. В результате получен закон управления ЭМК при оговоренных выше требованиях. Угол ПКВ, при котором следует начать подавать управляющий сигнал на ЭМК, определяется по уравнению

$$\varphi_i = \varphi_{баз} + \delta p + \delta_T + \delta_б,$$

где $\varphi_{баз}$ — базовый угол ПКВ; δp — поправка на изменение давления масла; δ_T — поправка на изменение температуры масла; $\delta_б$ — поправка на быстродействие ЭМК.

Для использования закона управления ЭМК в процессе испытаний потребовалось его экспериментальное уточнение. В первую очередь, это обусловлено учетом перепада давления газов на клапанах двигателя при проведении расчетов, а испытания проводились в условиях, когда перепада давления на клапанах нет. Проведенные испытания, наряду с данными о быстродействии линий питания и слива, позволили получить базовую матрицу управления ЭМК, которая была заложена в АЭСУ (рис. 7). Для коррекции дополнительных матриц управления ЭМК проведены испытания при n = 800 об/мин, в ходе которых определено влияние температуры на фазы питания ЭМК. При давлении масла в рампе, равном 8 МПа, клапаны полностью открываются при температуре масла выше 22 °С. Также проведены опыты для определения влияния давления масла на фазы питания ЭМК. В этих опытах поддерживалась температура масла в поддоне двигателя, равная 73–75 °С, а давление в рампе изменялось от 6 до 9 МПа. Как и следовало ожидать, увеличение давления в питающей рампе способствует более быстрому подъему клапанов. На скорость закрытия клапанов давление масла практически не влияет, так как в это время отсутствует гидравлическая связь между рампой и гидроцилиндрами.

Таким образом, при испытаниях (на основании информации, полученной от датчиков двигателя) в АЭСУ рассчитывается угол ПКВ для подачи управляющего сигнала на соответствующий ЭМК. Промежуточные значения (между значениями, заданными в матрицах) определяются линейной интерполяцией.

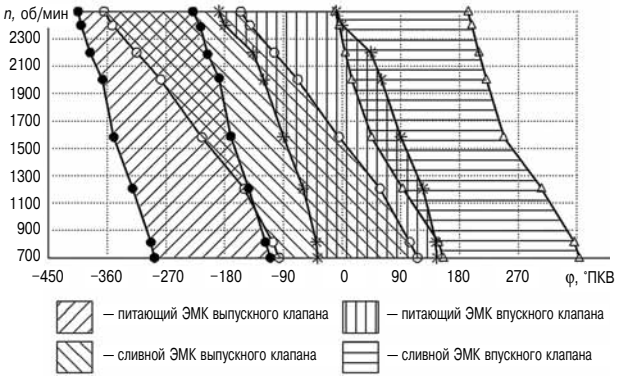

Рис. 7. Матрица фаз управления ЭМК выпускного клапана

Испытания электрогидравлического привода ГРМ с управлением по сигналам датчиков

Проведены испытания работоспособности макетного образца электрогидравлического привода ГРМ при управлении ЭМК по сигналам датчиков двигателя, в ходе которых определялась возможность встречи клапанов с поршнем.

Первоначально испытания были проведены при давлении масла в рампе, равном 8 МПа. Это значение получено при настройке регулирующего вентиля за счет слива масла. Настройка проводится перед включением электрического питания ЭМК. Частота вращения коленчатого вала двигателя изменялась от 800 до 2000 об/мин. После обработки видеофайлов получены сведения о законе перемещения клапанов. Они свидетельствуют о том, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала подъем клапанов снижается. Это говорит о недостаточном расходе масла для питания гидроцилиндров и падении давления масла в рампе во время питания гидроцилиндров.

В заключение проведено испытание при постоянном давлении масла в рампе (8 МПа) на выбранных скоростных режимах (рис. 8). При этом давление устанавливалось за счет регулирования слива из рампы после включения управляющих сигналов на ЭМК, то есть во время работы макетного образца.

Видно, что заложенный в ЭСУ закон управления ЭМК обеспечил регулярную работу клапанов без встречи клапанов двигателя с поршнем. На всех скоростных режимах клапаны двигателя поднимаются на необходимую высоту.

Задача выбора оптимальных фаз газораспределения с точки зрения достижения заданных параметров двигателя не входила в рамки представленной работы.

Основные выводы

1. Сконструирован и изготовлен макетный образец блока силового привода клапанов дви-

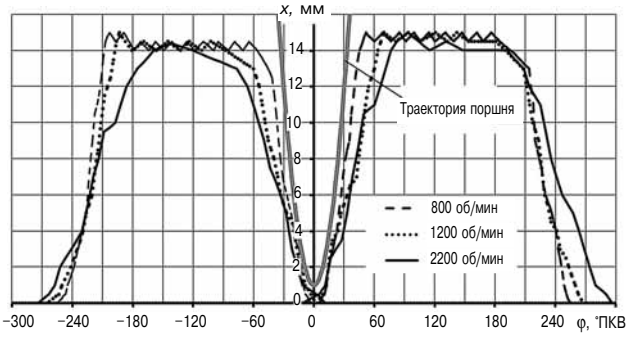

Рис. 8. Влияние частоты вращения на работу клапанов

гателя. Разработана и изготовлена автономная электронная система управления электрогидравлическим приводом ГРМ. Предложена и собрана экспериментальная схема электрогидравлического привода ГРМ.

2. Определены параметры автономной электронной системы управления. Сформирован закон управления электромагнитными клапанами.

3. Проведены испытания, результаты которых показали, что электрогидравлический привод ГРМ работоспособен при n = 800–2200 об/мин.

4. Экспериментально показана возможность управления фазами газораспределения и подъемом клапанов при помощи электрогидравлического привода ГРМ.

Литература

1. Автомобильный справочник / пер. с англ. ООО «СтарСПб». — 3-е изд. — М. : ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. — 1280 с.

2. *Соснин Д.А., Яковлев В.Ф.* Новейшие автомобильные электронные системы : учеб. пособ. — М. : СОЛН-Пресс, 2005. — 240 с.

3. *Крайнюк А.И.* Регулируемые системы газораспределения ДВС : монография. — Луганск : изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. — 232 с.

4. Устройство гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания: пат. № 2561933. Рос. Федерация. № 2014122830/06: заявл. 3.06.14: опубл. 10.09.15. Бюл. № 25. 9 с.

5. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты): пат. № 2561936 Рос. Федерация. № 2014123242/06: заявл. 6.06.14: опубл. 10.09.15. Бюл. № 25. 11 с.

6. Устройство гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты): пат. № 2569982. Рос. Федерация. № 2014122679/06: заявл. 03.06.14: опубл. 10.12.15. Бюл. № 34. 10 с.

7. *Березовский А.Б., Гатауллин Н.А., Зимина Л.А., Максимов А.В., Валеев Д.Х., Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х.* Численное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом // Журнал автомобильных инженеров. — 2015. — № 5 (94). — С. 16–22.

8. *Березовский А.Б., Максимов А.В., Садыков М.Ф.* Исследование влияния характеристик сигнала электронного блока управления на работу гидроприводного газораспределительного механизма // Actualscience. — 2015. — Том 1. — № 3 (3). — С. 68–70.

9. *Maksimov A., Berezovsky A., Zimina L, Gataullin N.* Electrohydraulic Gas Distributing Mechanism Control // International Journal of Applied Engineering Research (IJAER). — 2015. — Vol. 10, №. 24. — P. 44966–44973.

САРЭКС
САРАНСКИЙ ЭКСКАВАТОРНЫЙ ЗАВОД

«ТРАКТОРНЫЕ ЗАВОДЫ» ВЫПУСТИЛИ ДЕШЕВЫЙ И КАЧЕСТВЕННЫЙ ТРАКТОР

В ОАО «САРЭКС» (входит в Концерн «Тракторные заводы») запущено производство установочной партии тракторов АГРОМАШ 30ТК121ДА «Владимирец».

АГРОМАШ 30ТК121ДА — трактор упрощенной конструкции, который разрабатывался с учетом изготовления с применением максимально простых и дешевых материалов. Это позволит существенно снизить его стоимость по сравнению с серийно выпускаемым ныне трактором аналогичного тягового класса. «Владимирец» производится из комплектующих исключительно российского производства, что соответствует политике «Тракторных заводов», проводимой в рамках импортозамещения.

30ТК121ДА — это модификация 30-сильного трактора с ведущим задним мостом. Ее отличительными особенностями являются: каркас кабины, изготовленный из обычных труб прямоугольного сечения; низкая наладка; железная клепаная облицовка; железный топливный бак, расположенный сзади; металлическая панель с набором приборов контроля работы трактора; выпускная труба, выходящая назад рядом с левым колесом; масляный или электрический отопитель; упрощенная конструкция переднего моста без возможности регулирования колеи.



Такие машины будут интересны, в первую очередь, мелким подсобным хозяйствам, небольшим фермерствам, а также в коммунальной сфере и ЖКХ.

http://sarex.ru

УДК 621.43

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОЗДУШНЫХ КАНАЛОВ ГОЛОВКИ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ FIAT 1,3 MULTIJET

А.С. Пономарев, ассистент, А.А. Метелев, инженер, М.Н. Немчикова, ассистент
ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург
Д.А. Зайцев, директор; ООО «Рек.Си», Санкт-Петербург

Статья посвящена исследованию газовоздушных каналов и клапанной щели головки блока цилиндров малоразмерного автомобильного дизельного двигателя. В качестве объекта испытаний был выбран дизельный двигатель Fiat Multijet рабочим объемом 1,3 литра. Целью работы является улучшение расходных характеристик газовоздушных каналов головки блока цилиндров и увеличение закрутки потока воздуха в цилиндре путем оптимизации каналов, клапанов и седел. На продувочном стенде получены сравнительные данные о расходе воздуха и закрутке потока воздуха заводского и модернизированного варианта головки блока цилиндров, которые показали существенные улучшения характеристик объекта исследования.



Создание новых двигателей, развитие и совершенствование серийных выполняется на основе результатов научно-исследовательских и конструкторско-доводочных работ, направленных на повышение технико-экономических показателей их систем и агрегатов. Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в системе газообмена, качество которых зависит прежде всего от конструкции впускных и выпускных каналов, клапанов и седел клапанов головки блока цилиндров (ГБЦ).

Результаты выполненного исследования по улучшению проточных частей газовоздушных каналов показали, что система газообмена имеет существенный резерв повышения технико-экономических и экологических показателей двигателей. Улучшение процессов впуска и выпуска определяется совершенством газодинамических показателей впускных и выпускных каналов, что в свою очередь достигается за счет уменьшения диаметра штока клапанов, профилирования канала, фасок тарелки клапана и седла.

Потери в каналах складываются из потерь, обусловленных отрывными явлениями и трением, а также местных потерь, зависящих от степени неравномерности потока на выходе из канала. Потери на трение составляют не более 3–5 % общих потерь, поэтому ими, как правило, пренебрегают. Сложность процессов, протекающих во впускном и выпускном каналах, затрудняет их экспериментальное исследование. Поэтому при проведении экспериментов реальные нестационарные процессы моделируются как ряд стационарных, охватывающих все режимы течения в канале, либо наиболее значимые и часто повторяющиеся. Такая схематизация значительно упрощает методику исследования и, как показывают многочисленные опыты, позволяет получить приемлемые результаты, адекватные действительным процессам и пригодные для решения практических задач улучшения аэродинамики каналов ДВС. Газодинамическая характеристика системы каналы–клапанная щель–цилиндр определяется расходной характеристикой канала и клапанной щели, что определяет возможность перехода кинетической энергии заряда в закрутку газовоздушного потока непосредственно в цилиндре двигателя [1–4].

При проектировании дизельных двигателей большое значение имеет правильный выбор конструкции газовоздушных каналов. Это необходимо для качественного наполнения цилиндра

двигателя свежим зарядом в организации закрутки потока для обеспечения качественного смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси, что особенно актуально для двигателей с малым диаметром цилиндра (d<100 мм).

Сокращение производства в Российской Федерации малоразмерных автомобильных дизельных двигателей привело к тому, что в стране этот сегмент рынка оказался занят зарубежными компаниями. Из-за отсутствия отечественного автомобильного дизеля для проведения исследований по совершенствованию газодинамических показателей ГБЦ был выбран высокооборотный дизельный двигатель Fiat 1,3 Multijet — обладатель престижного титула «Международный двигатель года» в категории двигателей объемом от 1,0 до 1,4 л.

Результаты, полученные в рамках настоящего исследования, являются актуальными и могут быть полезны для проектирования отечественно автомобильного дизеля.

Цели и задачи

Целью работы является улучшение расходной характеристики впускных и выпускных каналов ГБЦ автомобильного дизеля для улучшения наполнения и повышения степени закрутки воздуха в цилиндре двигателя.

Для достижения поставленной цели было необходимо решить следующие основные задачи:

➢ разработать методику и программу эксперимента по определению расходной характеристики ГБЦ;

➢ определить по результатам эксперимента расходную характеристику каналов ГБЦ и величины закрутки потока в цилиндре двигателя на продувочном стенде для заводской головки блока цилиндров;

➢ разработать мероприятия по совершенствованию серийной головка за счет изменения формы каналов, тарелок клапанов, седел ГБЦ;

➢ экспериментально определить расходные характеристики каналов ГБЦ и закрутки потока в цилиндре двигателя при использовании модифицированной головки цилиндров.

Продувочный стенд

Для проведения исследований была создана экспериментальная установка для продувки каналов ГБЦ с имитацией полости цилиндра двигателя. Установка представляет собой продувочный стенд, состоящий из центробежного компрессора, который приводится в действие от электродвигателя. Агрегаты связаны между собой посредством сцепления. Установка позволяет исследовать как процессы во впускной системе, так и в выпускной с помощью перестановки компрессора либо на всасывание, либо на нагнетание. Цилиндр двигателя имитирует прозрачный пластиковый цилиндр, при помощи которого возможно исследовать явления горизонтальной и вертикальной закрутки потока газов.

Программа испытаний предусматривает измерение расхода воздуха в м^3/ч через впускной и выпускной каналы при различных подъемах тарелки клапанов с шагом 1 мм, что необходимо для достижения максимально возможных значений расхода воздуха. Этого возможно добиться за счет оптимизации формы седла клапана, формы тарелки клапана, уменьшением диаметра штока клапана и оптимизации формы канала [5–8]. Диаметр штока клапана возможно изменить путем подбора клапана с меньшим диаметром штока. Седла и тарелки клапанов возможно обработать, придав им различное количество фасок под необходимыми углами. Профиль каналов обрабатывается фрезерованием, а при необходимости наращиванием толщин стенок каналов специальной шпаклевкой, которая в дальнейшем фрезеруется высокооборотной бормашиной. Для отслеживания направления потока и мест его отрыва от стенок воздушного канала используется зонд с нитями, которые повторяют линии тока воздуха. Для измерения локальных скоростей потока используется трубка Пито. Также применялись легкосмываемые жидкие подкрашивающие составы [9, 10].

Объект исследования

Впускные и выпускные клапаны и седла ГБЦ Fiat 1,3 Multijet имеют одинаковую конструкцию. Стандартный клапан имеет 45-градусную рабочую фаску, стержень ∅ 6 мм, уменьшенный до диаметра 5,8 мм в зоне канала, предварительную 60-градусную фаску шириной 0,6 мм (рис. 1). Го-

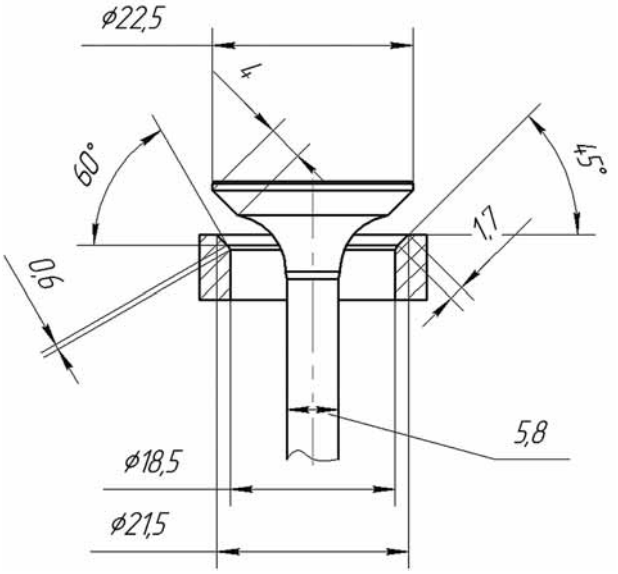

Рис. 1. Размеры клапанной щели ГБЦ заводской конструкции

ловка блока оснащена двумя впускными клапанами, каждый из которых запирает индивидуальный канал. От плоскости крепления впускного коллектора каналы имеют разную длину. Короткий впускной канал практически не имеет поворотов до зоны перехода в седло. Длинный впускной канал имеет поворот в плоскости, параллельной плоскости газового стыка, огибая короткий канал. В вертикальной плоскости, перпендикулярной газовому стыку, оба канала поворачивают в зоне седла клапана. Истечение газа из обоих каналов в цилиндр двигателя происходит по касательной к поверхности цилиндра, приобретая горизонтальную закрутку вокруг оси поршня. В дизельном двигателе с малым диаметром цилиндра закрутка потока является важным показателем качественного смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси, что способствует улучшению технико-экономических и экологических показателей двигателя. Поэтому величине горизонтальной закрутки потока в цилиндре двигателя необходимо уделить особое внимание. В данном исследовании оценка частоты вращения потока воздуха в цилиндре производится при помощи анемометра, установленного в имитируемой гильзе двигателя. На рис. 2 представлена схема расположения каналов в ГБЦ (со стороны огневой поверхности).

Геометрия клапанной щели и условия эксперимента представлены в табл. 1. Измерения проводились при значении перепада давления (между давлением окружающей среды и давлением в цилиндре), равном 28 дюмов (711 мм вод. ст.). Это значение было выбрано в соответствии с методиками фирм «Lotus» и «Porsche», что дает меньшую величину погрешности измерений по сравнению с перепадом 10 дюймов (254 мм вод. ст.), который используется другими фирмы.

В табл. 2 представлены результаты статической продувки впускных каналов ГБЦ дизеля Fiat Multijet 1,3 заводского исполнения. Максимальный подъем клапана у данного двигателя составляет 7 мм.

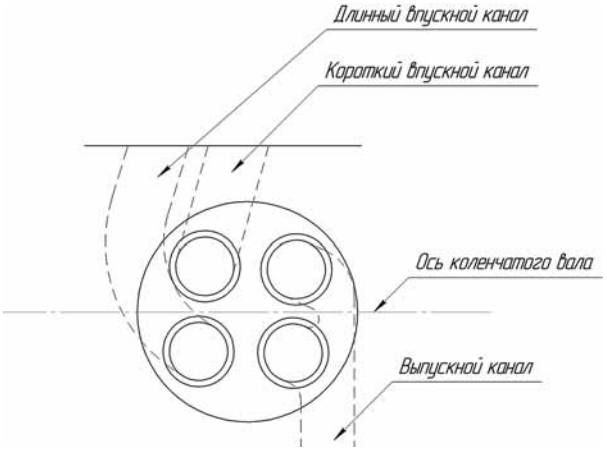

Рис. 2. Схема расположения каналов в ГБЦ

Таблица 1

Начальные условия статической продувки каналов серийной ГБЦ

Параметр	Значение
Диаметр тарелки клапана, мм	22,5
Ширина рабочей фаски, мм	1,2
Угол рабочей фаски, град	45
Угол рабочей фаски, рад	0,785
Внутренний диаметр фаски, мм	20,80
Горло клапана, мм	18,5
Диаметр стержня клапана, мм	6
Количество впускных клапанов на один цилиндр	2
Площадь горла клапана зы вычетом площади штока, мм^2	481,05
Площадь горла клапана без вычета площади штока, мм^2	537,60
Температура окружающей среды, °С	25
Температура окружающей среды, К	298
Падение давления, дюймов вод. ст.	28
Падение давления, мм вод. ст.	711,2
Падения давления, Па	6969,7
Давление окружающей среды, мм рт. ст.	760
Давление окружающего воздуха, Па	101292,8
Плотность окружающего воздуха, кг/м^3	1,184

Таблица 2

Результаты статической продувки каналов ГБЦ при различных подъемах клапанов

Подъем клапана, мм	Расход воздуха через впускной канал, м^3/с
1	0,00821
2	0,01859
3	0,02718
4	0,03162
5	0,03162
6	0,03162
7	0,03162

Анализ исходных данных

Для анализа расходной характеристики канала воспользуемся данными табл. 3, в которой представлены результаты измерения расхода воздуха, геометрии клапанной щели, коэффициентов расхода канала в зависимости от высоты подъема клапана.

В табл. 3 приведены значения минимальной площади проходного сечения канала для каждой величины подъема клапана. Это значение выбирается либо из ячейки «Площадь клапанной щели» для соответствующего подъема клапана, либо из ячейки «Площадь горла клапана за вычетом площади штока» (см. табл. 1). Сопоставляя столбцы «площадь клапанной щели» и «Мин. площадь проходного сечения канала»

Таблица 3

Параметры клапанной щели и расходная характеристика

Подъем клапана, мм	Расход воздуха, м³/с	Средняя скорость в канале, м/с	Ширина клапанной щели, мм	Площадь клапанной щели, мм²	Мин. площадь проходного сечения канала, мм₂	Коэффициент расхода
1	0,00821	84,0	0,7071	97,7	97,7	0,141
2	0,01859	95,6	1,4303	194,6	194,6	0,319
3	0,02718	86,4	2,3128	314,6	314,6	0,466
4	0,03162	71,2	3,2637	444,0	444,0	0,542
5	0,03162	65,7	4,2373	576,4	481,1	0,542
6	0,03162	65,7	5,2209	710,3	481,1	0,542
7	0,03162	65,7	6,2097	844,8	481,1	0,542

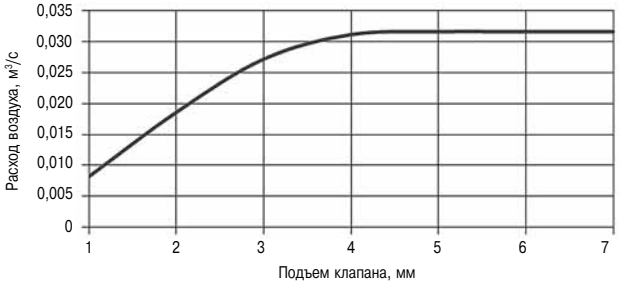

Рис. 3. Зависимость расхода во впускном канале от высоты подъема клапана

с производительностью канала можно сделать вывод, что ограничивающим сечением является площадь горла канала, поскольку начиная с подъема клапана 5 мм прирост минимальной площади канала прекращается. Графическая зависимость расхода воздуха от высоты подъема клапана показывает, что увеличение подъема клапана выше 4 мм не приводит к росту производительности канала (рис. 3).

Направление оптимизации ГБЦ

Анализ исходных данных показывает, что производительность данного канала ограничена площадью горла. Следовательно, для повышения его пропускной способности требуется увеличения площади горла. Стандартный клапан имеет диаметр тарелки 22,5 мм, внутренний диаметр седла канала 18,5 мм, что составляет 82,2 % от диаметра тарелки. Для сохранения безотрывного обтекания потоком седла клапана отношение диаметра горловины к диаметру клапана не должно превышать 84–86 %, что соответствует максимально возможному диаметру седла стандартного клапана, равного 18,9–19,3 мм. Геометрические размеры ГБЦ данного двигателя позволяют установить клапаны с большим диаметром тарелки. Выбор остановился на серийно выпускаемых клапанах с диаметром тарелки 23,6 мм и стержнем диаметром 5 мм. Таким образом, обеспечивается соотношение внутреннего диаметра седла (19,8–20,3 мм) и диаметра тарелки на уровне 84–86 %, что способствует плавному обтеканию седла при увеличении проходного сечения на 19–26 %. Целесообразно начать испытания с меньшего диаметра.

Результаты исследования

Экспериментальное исследование ГБЦ на продувочном стенде выполнялось в несколько этапов, на каждом из которых определялись расходные характеристики канала и величины горизонтальной закрутки потока. Результаты нескольких наиболее значимых этапов исследования сведены в табл. 4, 5.

Ниже представлено описание и графическое изображение (рис. 4–9) модифицируемых областей каналов, клапанов и седел ГБЦ для каждого этапа.

Этап 1. Выполнено определение базовой расходной характеристики. Учитывая особенность конструкции ГБЦ, целесообразно определить характеристики длинного и короткого каналов по отдельности. Результаты измерений сведены в табл. 6 с подсчетом суммы расходов воздуха через каждый из двух каналов.

Этап 2. Дальнейшие изменения производятся для короткого и длинного каналов. На этом этапе установлен клапан с диаметром тарелки 23,6 мм вместо заводского варианта 22,5 мм. Профиль тарелки клапана был выполнен с учетом предыдущего опыта работы с ГБЦ. На этом этапе оптимизации был увеличен расход воздуха на каждой из позиций высоты подъема клапана.

Таблица 4

Этапы изменения формы каналов, клапанов и седел. Расходная характеристика

Подъем клапана, мм	Этап									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	м³/с									
1	0,0082	0,0088	0,0095	0,0092	0,0095	0,0102	0,0108	0,0100	0,0109	0,0102
2	0,0186	0,0202	0,0217	0,0212	0,0213	0,0215	0,0224	0,0216	0,0222	0,0217
3	0,0272	0,0311	0,0330	0,0319	0,0327	0,0333	0,0341	0,0328	0,0339	0,0333
4	0,0311	0,0385	0,0383	0,0391	0,0403	0,0408	0,0422	0,0409	0,0416	0,0412
5	0,0316	0,0422	0,0375	0,0387	0,0431	0,0426	0,0443	0,0430	0,0445	0,0432
6	0,0316	0,0422	0,0371	0,0395	0,0422	0,0430	0,0437	0,0434	0,0443	0,0444
7	0,0316	0,0422	0,0376	0,0391	0,0424	0,0432	0,0432	0,0425	0,0449	0,0446

Таблица 5

Этапы изменения формы каналов, клапанов и седел. Горизонтальная закрутка

Подъем клапана, мм	Этап									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	об/мин									
1	0	0	0	0	0	1313,0	2034,3	1509,7	1444,2	1509,7
2	100,0	1640,9	1550,2	834,4	0	1365,5	1313,0	1116,3	1214,7	1240,9
3	1313,0	2952,3	3055,1	2296,6	1765,5	3280,1	2657,2	3411,3	2840,8	3017,9
4	1870,4	4263,7	4150,5	3935,8	2952,3	4198,1	4394,8	4329,3	4342,4	4394,8
5	2263,8	4919,4	4443,4	4919,4	3935,8	4722,7	4611,2	4985,0	4919,4	5116,1
6	2427,7	5509,5	4813,8	5247,2	4230,9	5247,2	5247,2	4985,0	5509,5	5443,9
7	2558,9	5443,9	4971,6	5902,9	4067,0	5247,2	5443,9	5181,7	5575,1	5575,1

Таблица 6

Характеристики длинного и короткого каналов отдельно

Подъем клапана	Расход воздуха, длинный канал	Расход воздуха, короткий канал	Сумма расходов
мм	$м^3/с$		
1	0,0040	0,0041	0,0081
2	0,0094	0,0091	0,0185
3	0,0138	0,0137	0,0275
4	0,0161	0,0158	0,0319
5	0,0157	0,0159	0,0315
6	0,0157	0,0159	0,0315
7	0,0157	0,0159	0,0315

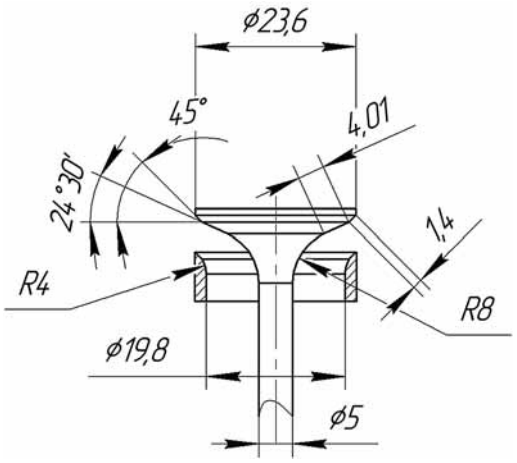

Рис. 4. Установка клапана с увеличенной тарелкой и увеличения диаметра седла на этапе 2

Этап 3. Была изменена форма впускного канала в зоне 1 (рис. 5) за счет удаления материала со стенки канала (заштриховано). Это позволило увеличить расход воздуха при подъеме клапана до 4 мм, при дальнейшем подъеме клапана расход снизился.

Этап 4. Уменьшено количество материала в зоне 1. Это изменение незначительно снизило расход воздуха при подъеме клапана до 4 мм и увеличило расход при подъемах клапана от 4 до 7 мм, однако увеличение расхода не достигло показателей этапа 2, то есть профиль канала должен обеспечить «вертикальное» направление потока при подходе к седлу.

Этап 5. Принято решение вернуться к условиям эксперимента на этапе 2 с увеличением внутреннего диаметра седла клапана до 20,3 мм. В результате получено повышение расхода воздуха на каждой из позиций подъема клапана, однако снизилось значение закрутки потока в цилиндре.

Этап 6. Изменен внешний профиль поворота канала, но не так значительно, как на этапах 3 и 4. Наблюдения за потоком при помощи подкрашивания и ввода нити в канал показали, что необходимо изменить угол наклона выходной фаски с 40° до 30°.

Этап 7. С учетом результатов эксперимента на этапах 6 и 4 добавлен материал на внутреннюю поверхность поворота (зона 2, рис. 7), а также удалена часть материала с внешней поверхности для более вертикального входа в седло (зона 3, рис. 7). В результате получено увеличение

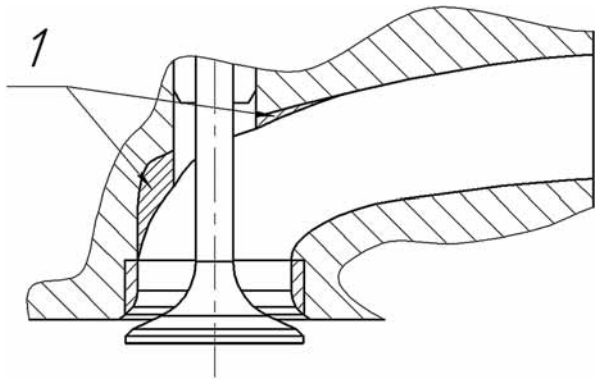

Рис. 5. Изменение формы впускного канала (этап 3)

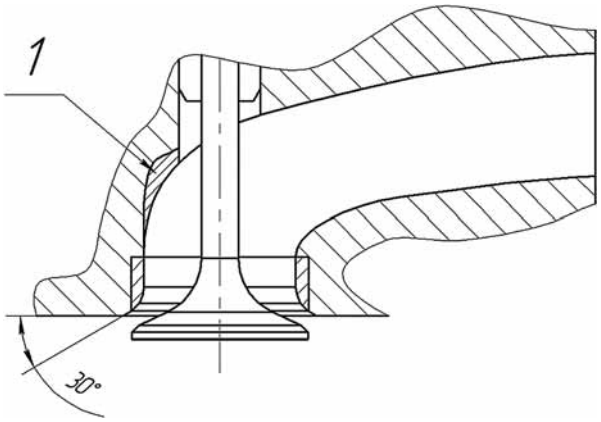

Рис. 6. Изменения формы впускного канала (этап 6)

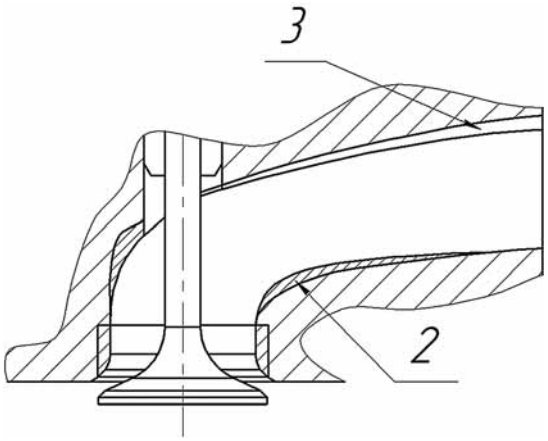

Рис. 7. Изменение формы впускного клапана (этапы 7 и 8)

Таблица 7

Результаты сравнения показателей на этапах 7 и 2

Подъем клапана, мм	Разница расхода на этапах 7 и 2, %
1	22,58
2	11,01
3	9,71
4	9,82
5	4,80
6	3,46
7	2,23

производительности канала при подъеме клапана в диапазоне от 1 до 6 мм.

Этап 8. В зону 2 (рис. 7) был добавлен материал при сохранении плавности перехода на краях. Каналы стали пропускать меньше воздуха, особенно при подъеме клапана в диапазоне от 1 до 5 мм подъема.

Прежде чем перейти к следующему этапу модернизации ГБЦ, целесообразно проанализировать и сравнить результаты этапов 7 и 2. Данные, приведенные в табл. 7, показывают, что все изменения профиля каналов после установки клапанов с увеличенным диаметром дают прирост только в зоне малых подъемов клапанов.

Таблица 8

Сравнение характеристик короткого и длинного каналов раздельно

Подъем клапана	Расход воздуха, длинный канал	Расход воздуха, короткий канал	Сумма расходов	Этап 7	Разница расхода каналов отдельно и этапа 7
мм		$м^3/с$			%
1	0,0050	0,0057	0,0107	0,0108	-0,4386
2	0,0112	0,0110	0,0223	0,0224	-0,4219
3	0,0169	0,0171	0,0340	0,0341	-0,2766
4	0,0215	0,0218	0,0433	0,0422	2,5698
5	0,0224	0,0256	0,0479	0,0443	8,3156
6	0,0224	0,0242	0,0465	0,0437	6,4795
7	0,0224	0,0240	0,0464	0,0432	7,4317

Анализируя характер истечения газа в цилиндр при помощи нитей и подкраски, а также принимая во внимание небольшое расстояние между клапанами, можно предположить, что потоки при истечении взаимодействуют и тормозят друг друга. Для проверки этой гипотезы выполнены измерения расхода воздуха раздельно в каждом из клапанов, а результат измерения в сравнении с данными этапа 7 сведен в табл. 8.

При подъеме клапана до 3 мм разница в расходах составляет более 0,5 %, а при подъеме 5 мм она достигает 8,3 % и в дальнейшем снижается. Максимум расхода воздуха достигается в коротком канале при его подъеме на 5 мм. Эксперимент показал, что следует разделять потоки и стараться организовать их движение в цилиндре таким образом, чтобы они не мешали друг другу.

Следует отметить также недостаточное сечение самих каналов, поскольку рост подъема клапана не приводит к повышению пропускной способности.

Этап 9. Решением проблемы увеличения пропускной способности каналов при полном их открытии может стать изменение профиля канала на внутреннем радиусе, как показано на рис. 8.

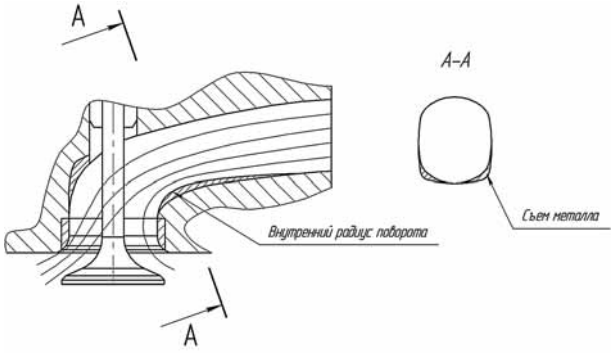

Рис. 8. Изменения внутреннего радиуса канала и линии тока

Такая форма канала обеспечила плавное безотрывное истечение потока, как на малых подъемах, так и при полном открытии клапана.

Изменение угла выхода газа в цилиндр позволило снизить трение потоков о стенки цилиндра и уменьшить их взаимное влияние (см. рис. 9). Выполненные изменения показали наилучший результат, как по расходу воздуха, так и по закрутке потока в цилиндре.

Этап 10. Дальнейшие модификации приводили только к ухудшению параметров расхода и закрутки.

На рис. 10 и 11 представлены сравнительные характеристики расхода

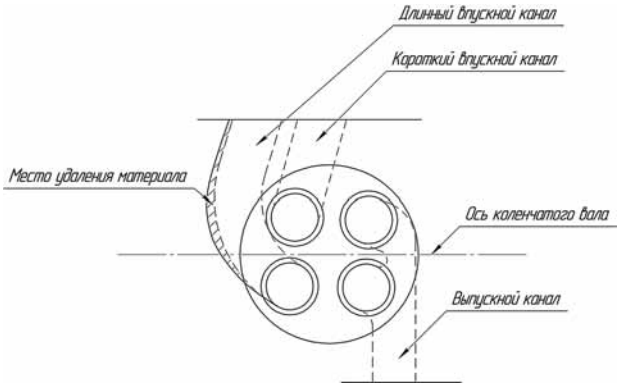

Рис. 9. Модификация длинного канала

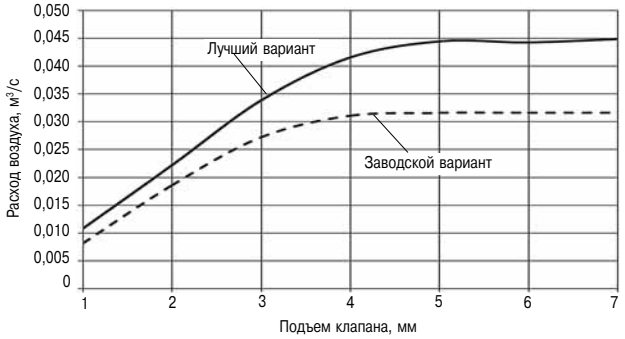

Рис. 10. Расходная характеристика впускных каналов

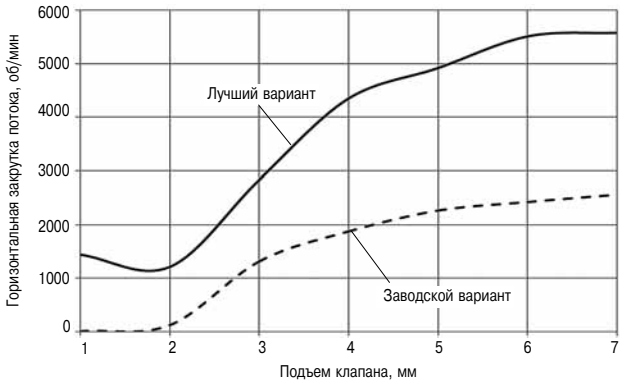

Рис. 11. Горизонтальная закрутка потока

воздуха и закрутки потока для заводского и модернизированного вариантов каналов в ГБЦ двигателя.

Выводы

Улучшения расходных характеристик и горизонтальной закрутки воздуха в ГБЦ малоразмерного дизеля возможно добиться за счет профилирования каналов и разделения потоков при их истечении в цилиндр. За счет этих изменений расходная характеристика впускных каналов ГБЦ двигателя была улучшена во всем диапазоне подъема клапанов на 19,2–41,9 %. Интенсивность горизонтальной закрутки впускного воздуха в цилиндре двигателя также увеличена во всем диапазоне подъема клапанов на 116–132 %. Следует отметить, что в заводском исполнении седел и каналов ГБЦ при подъеме клапанов до 2 мм горизонтальной закрутки не наблюдалось вовсе. В модифицированном варианте седел и каналов ГБЦ при подъеме клапана до 2 мм горизонтальная закрутка составила более 1000 об/мин анемометра соответственно. В данном случае это объясняется общим увеличением производительности канала за счет формирования правильного выхода воздуха из горла каналов и разделением потоков воздуха и направлением их по касательной к стенкам цилиндра.

Литература

1. *Драганов Б.Х.* Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова. — Киев : Высшая школа, 1987. — 175 с.

2. *Kastner, L.S., Williams, T.J., and White, J.B.* Poppet Inlet Valve Characteristics and their Influence on the Induction Process. Proc.I.Mech.E. Vol. 178, pp. 955–975 (1963).

3. *Fukutani I. And Watanabe E.* An Analysis of the Volumetric Efficiency Characteristics of Four-Stroke Cycle Engines using Mean Inlet Mach Number, SAE Paper № 790484 (1979).

4. *Blair, G.P. and Dronin, F.M.M.* Relationship between Discharge Coefficients and Accuracy of Engine Simulation, SAE Paper № 96257 (1996).

5. *Woods W.A. and Khan S.R.* An experimental study of flow through poppet valves. Proc.I.Mech.E. Vol. 18 № 32, (1965–66);

6. *Woods W.A and Khan S.R.* Discharge from a Cylinder Through a Poppet Valve. Proc.I.Mech.E., Part 3H, pp. 137–144, (1967–78);

7. Lotus Port Flow Analysis Program PFLOW Users Guide (including the Lotus Port Flow Database). M.H. Sandford LTR 2416/93;

8. *Winterbone D.E., and Pearson R.J.* Theory of engine manifold design — wave action methods for IC engines. Professional Engineering Publishing Ltd, London. 2000. ISBN 1 86058 209 5

9. *Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н.* Улучшение моментной характеристики спортивного двигателя путем использования волновых явлений в выпускной системе. Актуальные проблемы морской энергетики // Материалы Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. — СПб. : Изд. центр СПбГМТУ, 2012. — С. 71–74.

10. *Метелев А.А., Пономарев А.С., Макарин А.И., Дворцов В.С.* Система управления высокофорсированным автомобильным бензиновым двигателем внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2013, № 4–1 (183). — С. 145–150.

УДК 621.43.052

УРОВЕНЬ ФОРСИРОВКИ ПОРШНЕВЫХ ДВС НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Г.Е. Ципленкин, к.т.н, В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Уровень форсировки двигателя при заданных размерах цилиндра определяется средним эффективным давлением p_{me} и скоростью поршня C_m. За последние 40 лет значение этих показателей достигло предельных значений и составляет для четырехтактных двигателей (p_{me} = 28–30 бар и C_m = 11–13 м/с), для двухтактных (p_{me} = 20–22 бар и C_m = 8–9 м/с). В последние годы рост уровня форсировки существенно замедлился из-за необходимости соблюдения компромисса между топливной экономичностью и требованиями по снижению выбросов NO_x.

Форсировка двигателя при заданных размерах цилиндропоршневой группы может быть выполнена увеличением среднего эффективного давления p_{me} и средней скорости поршня C_m. За последние 40 лет p_{me} возросло на 100 %, а C_m на 25 % [1] и достигло предельных значений 11–13 м/с. Рост p_{me} продолжается, что сопровождается улучшением топливной экономичности но и увеличением эмиссии NO_x. В связи с введением жестких требований по снижению выбросов NO_x применяется технология селективного каталитического восстановления NO_x (SCR) или комплекс мероприятий воздействия на рабочий процесс двигателя, которые приводят к увеличению расхода топлива. Поскольку основной статьей эксплуатационных расходов являются расходы на топливо, основная задача исследований в области совершенствования дизелей может быть сформирована как поиск на базе имеющихся технических решений компромисса между приемлемой экономичностью силовой установки при соблюдении требований стандартов по выбросам NO_x. Поэтому основная часть докладов на конгрессах CIMAC в 2007, 2010 и 2013 гг. была посвящена снижению выбросов NO_x, а уровень форсировки двигателей отошел на второй план. С этой точки зрения, интересно проанализировать, что же происходит с форсировкой при соблюдении компромисса между экономичностью и вредными выбросами?

Наиболее высокий уровень форсировки по p_{me} и быстрый его рост по годам имеют среднеоборотные двигатели (СОД) с частотой вращения 600–1000 об/мин. В 2007 г. фирма «Caterpillar» сообщила, что современные четырехтактные СОД имеют среднее эффективное давление 25–27 бар, скорость поршня 10,5–11,5 м/с, максимальное давление сгорания 190–210 бар и давление наддува 4,3–4,5 бар (рис. 1) [1]. В 2010 г. фирма «PBS Turbo» (Велка Битиш) приводит близкую оценку изменения по годам p_{me} у двигателей, для которых она выпускает турбокомпрессоры (рис. 2) [2]. Фирма ABB, турбокомпрессоры которой наиболее широко используются для широкого типажа двигателей, выполнила оценку требуемых степеней повышения давления наддува для достигнутого уровня p_{me} на 2010 г. и на перспективу, чтобы поставлять на рынок соответствующие турбокомпрессоры (рис. 3) [3].

На рис. 4–6 показан уровень форсировки двигателей по p_{me} и скорости поршня C_m в

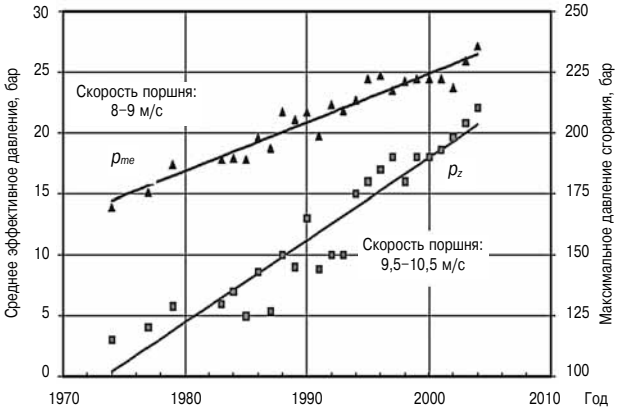

Рис. 1. Рост среднего эффективного давления и максимального давления сгорания СОД [1]

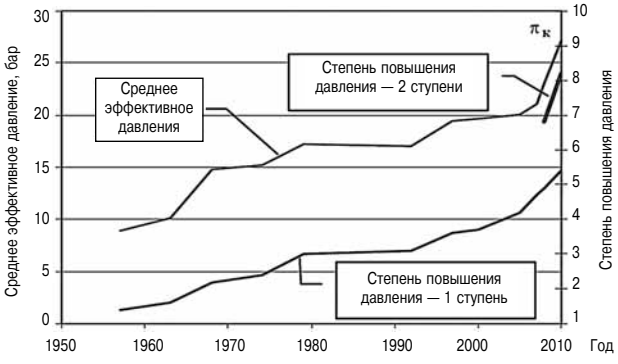

Рис. 2. Рост среднего эффективного давления и степени повышения давления наддува [2]



Рис. 3. Степень повышения давления наддува в зависимости от среднего эффективного давления различных типов двигателей ([3] оценка ABB)

зависимости от частоты вращения двигателя. Выборка указанных параметров была сделана из докладов конгресса CIMAC 2007, 2010 и 2013 гг. и относится как к вновь разработанным двигателям, так и к двигателям, на которых проводились различные исследования, в том числе данные моделирования. Количество точек в выборках по годам связана с количеством представленных докладов.

Уже во второй половине 80-х гг. прошлого столетия СОД имели p_{me} = 20 бар. К 2007 г. значения p_{me} выросли до 26–28 бар, при этом максимальные значения p_{me} с 2007 по 2013 г. практически не выросли.

В 2013 г. фирма «Caterpillar» представила новый двухтопливный двигатель M46DF, разработанный на базе двигателя M43 [4]. Значения p_{me} этого двигателя было снижено для удовлетворения требований IMO по выбросам NO_x:

Тип двигателя	**M43**	**M46DF — двойного топлива**	
	Дизель	**Дизель**	**Газовый двигатель**
n, об/мин	1000	900	900
p_{me}, бар	27,1	21,3	21,3
Эмиссия	IMO I	IMO II	IMO III

Как видно, базовый дизель, на основе которого создан двухтопливный двигатель, имел максимальный уровень форсировки 27 бар, указанный ранее.

В 2007 году фирма MAN представила среднеоборотные двигатели типа ЧН28/33 [5] и ЧН32/34 [6] со следующими параметрами:

Тип двигателя	28/33D	32/44CR.B1
n, об/мин	1000	720(750)
p_{me}, бар	26,6	26,4(25,3)
C_m, м/с	11	10,6(11)
p_z, бар	210	230

В 2013 г. двигатель 32/44CR.B2 был модернизирован, в том числе за счет применения турбокомпрессора с более высоким КПД и высоких $\pi_к$, для обеспечения требований IMO Tier 2, но уровень форсировки при этом не изменился [7].

Двигатели фирмы «Wartsila» характеризуются уровнем форсировки, близким к 26 бар [8, 9].

Год	2007	2010
Тип двигателя	W46	Auxpac
D/S, мм	460/580	260/320
n, об/мин	600	900/1000
p_{me}, бар	25,9	26,6(24)
C_m, м/с	11,6	9,6(10,7)
p_z, бар	210	230

В 2007 г. фирма «Hyundai Heavy Industries» (HHI) рекламирует типоразмерный ряд дизелей HiMSEN H17/28E, H21/32E, H25/33, H17/28, H32/40, H32/40V с p_{me} =24-27 бар [10].

Эмиссия		**Tier 1**		**Tier 2**	
Двигатель	**n, об/мин**	**$П_к$**	**p_{me}, бар**	**$П_к$**	**p_{me}, бар**
H17/28	900–1000	3,7	22,7-24,4	4,3	24,5–26,2
H21/32	720–1000	3,8	21,7-24,1	4,8	23,8–26,3
H25/33	720–1000	3,9	22,2-24,7	4,8	24,4–27,2
H32/40	720–750	4,1	24,9-25,9	5,0	24,6–25,9

При этом для обеспечения требований по выбросам IMO Tier 2 требуются более высокие давления наддува с реализацией более высоких p_{me}. В 2013 г. фирма HHI разработала новый двигатель семейства HiMSEN с увеличенными размерами цилиндра D/S = 400/600 мм при 600 (514) об/мин и p_{me} =26,1 (28,1) бар [11].

Подводя итог по достигнутому уровню форсировки СОД с частотой вращения 600–1000 об/мин, можно отметить, что на 2013 г. он характеризовался значениями p_{me} до 26–28 бар.

Высокооборотные двигатели (ВОД) с частотой вращения более 1200 об/мин в 2007 г. упоминаются в докладах только несколько раз, при этом

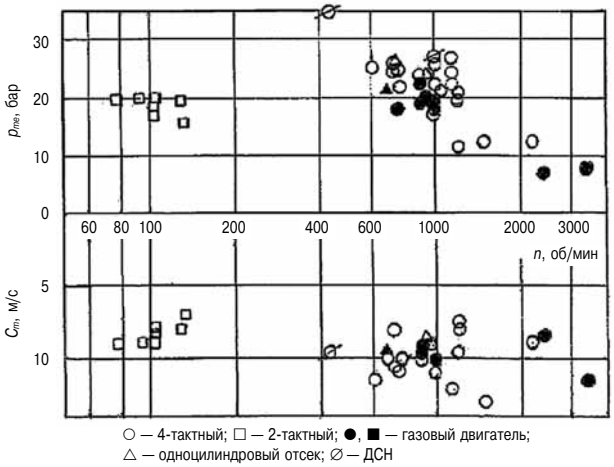

Рис. 4. Среднее эффективное давление и скорость поршня (выборка из докладов конгресса CIMAC 2007 г.)

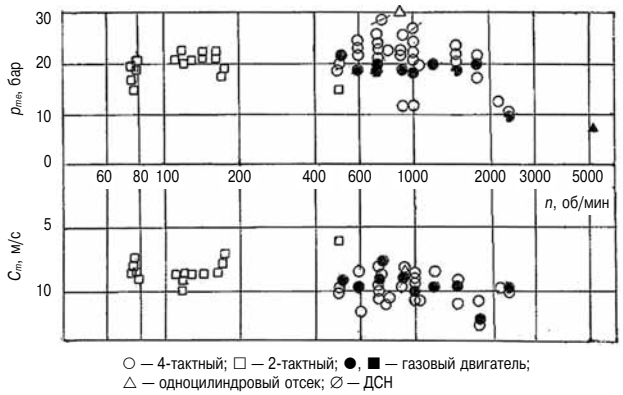

Рис. 5. Среднее эффективное давление и скорость поршня (из докладов конгресса CIMAC 2010 г.)

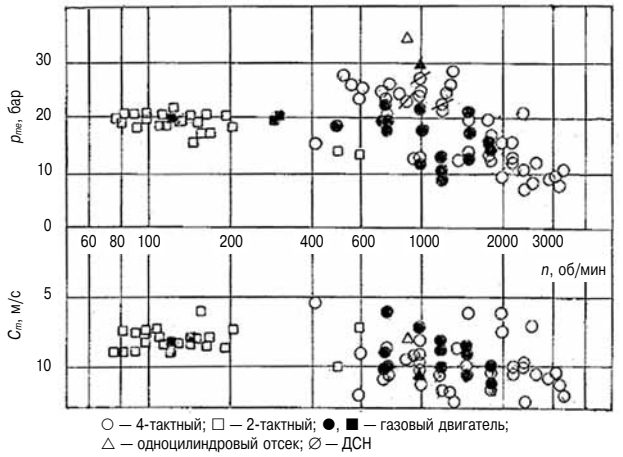

Рис. 6. Среднее эффективное давление и скорость поршня (из докладов конгресса CIMAC 2013 г.)

их уровень форсировки не превышал 12 бар (рис. 4). В дальнейшем число исследований по ВОД увеличивается, а рост p_{me} достигает 15–20 бар при частоте вращения до 1800 об/мин (рис. 5, 6). В диапазоне частот 1500–1800 об/мин фирма HHI ограничивает уровень p_{me} = 22,4–23,5 бар, а при более высоких частотах вращения значения p_{me} снижаются до 12–15 бар (рис. 6).

В 2007 г. фирма MTU представила двигатель 8000 M71 с p_{me} = 27,3 бар при n = 1150 об/мин [12] и оценила возможности форсировки двигателей типа ЧН17/21 (семейство 4000) до p_{me} = = 27,4 бар при увеличении частоты вращения до 2170 об/мин [13].

Тип двигателя	M94	M84	M74
Мощность, кВт	7400	6500	6000
n, об/мин	1325	1280	1250
p_{me}, бар	28,8	26,2	24,8

В 2013 г. фирма MTU представила двигатели типа ЧН23/28 серии 1163-04 с двухступенчатой системой наддува и выбросами NO_x, соответствующими требованиям IMO Tier 2 [14]:

Таким образом, ВОД фирмы MTU при частоте вращения до 1300 об/мин имеют форсировку по p_{me}, аналогичную СОД.

Принимая во внимание уровень форсировки СОД, многие специалисты в прошлом веке считали, что на их базе можно реализовать большие агрегатные мощности для судовых силовых установок, а малооборотные дизели (МОД) отойдут в прошлое. Но этого не произошло и они сохранили свою нишу — больших агрегатных мощностей благодаря низкому расходу топлива. Значения p_{me} МОД были доведены до 20–22 бар при скорости поршня до 8–9 м/с (см. рис. 6). При этом диаметр поршня увеличился и приблизился к значению 1 м, а отношение хода поршня к его диаметру возросло до четырех.

При разработке и доводке двигателя возникает целый ряд проблем, многие из которых могут быть решены на одноцилиндровом отсеке, что позволяет существенно снизить стоимость исследовательских работ и ускорить сроки их выполнения. Так, лаборатория ДВС Хельсинского университета технологии и фирма Wartsila в 1999 г. приступили к разработке одноцилиндрового отсека 1ЧН20/28 с частотой вращения 900 об/мин, давлением в цилиндре p_z до 400 бар и p_{me} до 50 бар [15,16]. Двигатель имеет специальный коленвал и шатун. Поршень и цилиндровая втулка выполнены из материала, выдерживающего высокие давления и тепловые нагрузки. Воздух для наддува подается от постороннего источника под давлением до 10 бар. На каждом конгрессе CIMAC, начиная с 2007 г., приводятся этапы модернизации и результаты исследований. В 2007 г. на двигателе было получено p_{me} = 24,3 бар [17], в 2010 г. —30,3 бар [18], в 2013 г. испытания были проведены при p_{mi} = 37 бар и p_z = 300 бар на третьем варианте отсека [19].

Рабочий процесс характеризуется высоким коэффициентом избытка воздуха, высоким КПД и низким расходом топлива. Анализ кривых тепловыделения указывает на управляемый процесс сгорания и низкий уровень выбросов NO_x. Результаты исследований стали основой для продолжения работ по форсировке двигателя с применением как экспериментальных, так и численных методов.

Фирма FEV (Firma Extremal Valyes — фирма экстремальных параметров) предлагает разработку семейства одноцилиндровых ВОД с диаметром поршня 140–200 мм и СОД с диаметром поршня до 600 мм при p_{me} до 40 бар (табл. 1) [20].

При анализе уровня форсировки особое внимание следует уделить газовым двигателям, которым посвящено много докладов (рис. 4–6), так как они имеют следующие преимущества перед дизелями:

Таблица 1

Семейство одноцилиндровых быстроходных и среднеоборотных отсеков двигателей

Параметр	Быстроходные HS14-20				Среднеоборотные LB20-40				Среднеоборотные LB40-60			
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
D, мм	140	210	140	210	200	400	200	400	380	600	380	600
S, мм	160	280	160	280	280	560	280	560	480	700	480	700
	min	min	max	max	min	min	max	max	min	min	max	max
n, об/мин	1800	1200	2700	1500	1200	600	1600	750	600	428	750	514
$P_{eц}$, кВт/цил	75	195	220	485	176	690	440	1730	645	1410	1360	3390
C_m, м/с	9,6	11,2	14,4	14	11,2	11	14	13,8	9,6	10	12	12
p_{me}, бар	20		40		20		40		20		40	
Давление наддува, бар	До 14											

➢ низкая цена природного газа по сравнению с постоянно увеличивающейся ценой жидкого топлива;

➢ возможность снижения эмиссии CO_2, NO_x и дымности без дополнительной обработки ОГ, что облегчает выполнение жестких требований IMO по выбросам NO_x для судов в зонах контроля выбросов.

Эти преимущества делают газовые двигатели более привлекательными для применения на локомотивах и судах морского флота. Анализ состояния разработок газовых ВОД (с частотой вращения от 1200 до 1800 об/мин) и больших газовых СОД (с частотой вращения до 1000 об/мин), выполненный фирмой AVL, показал, что параметры этих двигателей существенно улучшены (рис. 7) [21]. За период с 1990 по 2010 г. p_{me} было увеличено с 10–12 бар до 20–22 бар при одновременном улучшении топливной экономичности.

Для расширения области применения газового двигателя ведутся работы по улучшение их параметров. На основе моделирования и результатов испытаний на одноцилиндровом отсеке с одноступенчатой системой наддува при удовлетворении требований по выбросам NO_x стандарта TA-Luft фирма оценила возможность получения следующих параметров: p_{me} = 22 бар, КПД ВОД = 46,0–47,0 %; КПД СОД = 48,5–49,5 % при p_z =220 бар.

При рассмотрении уровня форсировки по p_{me} газовых двигателей, можно убедиться, что максимальное давление сгорания приблизилось к предельному значению. Дальнейшее увеличение p_{me} потребует серьезного изменения конструкции или даже разработки нового двигателя.

Переход к двухступенчатой системе наддува с глубоким циклом Миллера позволяет несколько улучшить показатели форсировки до следующих значений: p_{me} = 26 бар, КПД ВОД = 47,0–48,0 %; КПД СОД = 49,3–50,3 % при p_z =250 бар.

Фирма AVL отмечает возрождение интереса к двухтопливным двигателям (ДД) для морского и железнодорожного транспорта [22]. Основные причины повышенного интереса к ДД те же, что и в случае газовых двигателей. Кроме того, при эксплуатации на судах ДД обеспечивается выполнение требований IMO по выбросам NO_x в пределах зоны контролируемых выбросов за счет перехода работы двигателя с дизельного топлива на газ. Для обеспечения работы на газовом и дизельном топливе в конструкции ДД необходимо учитывать компромиссы по степени сжатия, форме камеры сгорания, фазам газораспределения и т. д. Это приводит к снижению КПД и уровня форсировки. Для решения упомянутых проблем фирма AVL выполнила исследования рабочего процесса ДД на одноцилиндровом отсеке ЧН25/32 с частотой вращения 1000 об/мин

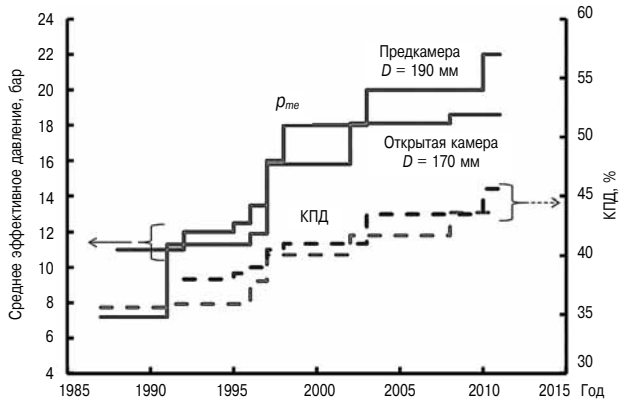

Рис. 7. Рост форсировки и КПД быстроходных и среднеоборотных газовых двигателей [21]

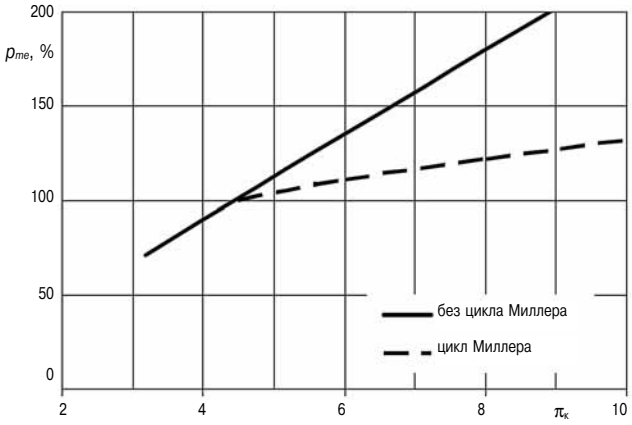

Рис. 8. Изменение среднего эффективного давления (в %) в зависимости от степени повышения давления при одноступенчатом и двухступенчатом наддуве с циклом Миллера [23]

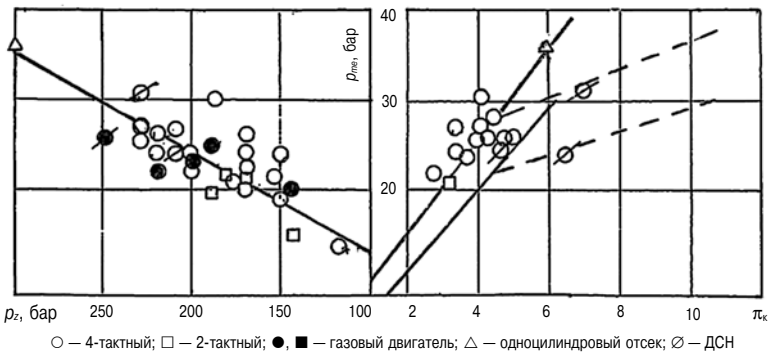

Рис. 9. Функциональные связи степени повышения давления наддува, среднего эффективного давленя и максимального давления сгорания

Исследования по оптимизации степени сжатия, глубине цикла Миллера, влиянию качества топлива и других рабочих параметров, позволили фирме AVL получить детальную информацию относительно возможных компромиссов для ДД. На стенде были получены максимальные значения p_{me} до 30 бар при максимальном давлении сгорания p_z = 220 бар и соблюдении требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x.

Двигатель внутреннего сгорания нового поколения дополняется новыми системами и становится с каждым годом все более сложным, а испытание полноразмерных двигателей — все более дорогим процессом, поэтому для достижения высоких форсировок все более широко используется численное моделирование процесса сгорания, выбросов NO_x, доводки конструкции отдельных узлов. Вопросы моделирования широко представлены в докладах конгресса CIMAC.

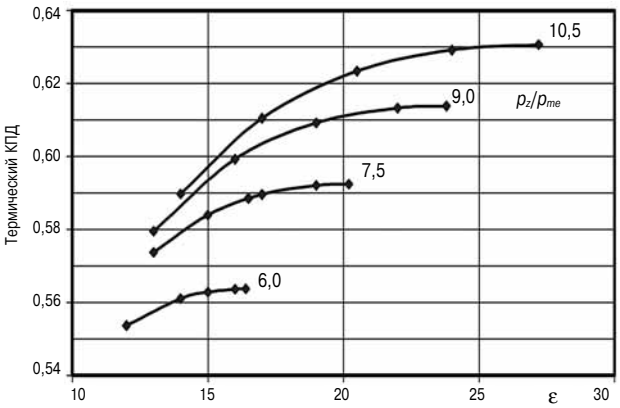

Рис. 10. Зависимость термического КПД двигателя от степени сжатия при различных отношениях между максимальным давлением сгорания и средним эффективным давлением [23]

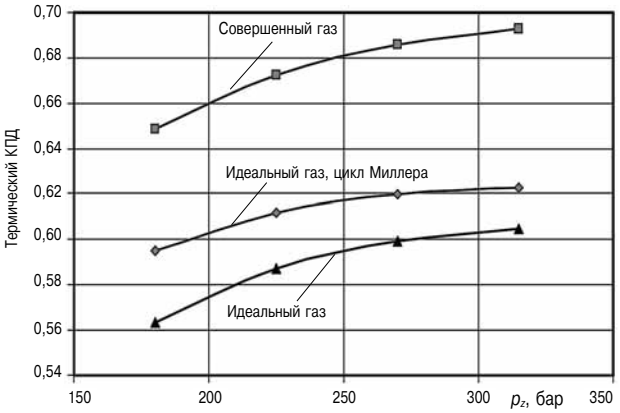

Рис. 11. Зависимость термического КПД двигателя от максимального давления сгорания в различных термодинамических циклах [23]

Среднее эффективное давление определяется давлением наддува $p_к$ или степенью повышения давления в компрессоре $\pi_к$ (рис. 8) [23]. Эта зависимость близка к линейной. В настоящее время достигнуты предельные значения $\pi_к$ = 5 в одноступенчатой системе наддува двигателей (ОСН). Дальнейшее повышение p_{me} возможно только с переходом на двухступенчатую систему наддува (ДСН). ДСН с циклом Миллера целесообразно применять уже при значениях $\pi_к$ больших 4,5. На рис. 8 приведена зависимость изменения p_{me} от $\pi_к$. Для получения абсолютных значений параметров использованы данные для четырех- и двухтактных двигателей, заимствованных из источника [24] (правая половина рис. 9). Для двухтактных двигателей значения p_{me} будет ниже, чем для четырехтактных при одинаковых значениях $\pi_к$.

В левой половине графика на рис. 9 приведена зависимость максимального давления сгорания от p_{me}. Эта зависимость также представлена линейной функцией. Точки, нанесенные на графике, взяты из докладов CIMAC. Из приведенного графика следует, что $\pi_к$ и степень сжатия определяют значения p_{me}, которые оптимизируются для обеспечения требований по экономичности и вредных выбросов. Взаимосвязь этих параметров ориентировочно можно оценить по значениям термического КПД двигателя в идеальном цикле (рис. 10 и 11). Термический КПД увеличивается с повышением p_z и ε. Его повышению способствует увеличение отношения p_z/p_{me}. Так как степень сжатия и максимальное давление сгорания ограничены прочностью материалов, складывается впечатление, что термодинамические характеристики двигателей приближаются к пределу.

Заключение

1. Для СОД с частотой вращения 600–1000 об/мин и ВОД с частотой вращения до

1300 об/мин среднее эффективное давление достигло 26–28 бар. Скорость поршня — 10–13 м/с.

2. Для МОД с частотой вращения 80–200 об/мин среднее эффективное давление составляет 20–22 бара. Скорость поршня — 8–9 м/с.

3. Для ВОД с частотой вращения 1500–2000 об/мин среднее эффективное давление равно 12–15 бар. Для частот вращения больше 2000 об/мин — 10–12 бар. Скорость поршня — 10–13 м/с.

4. Ведутся работы по возможности дальнейшего увеличения среднего эффективного давления, однако рост p_{me} существенно замедлился. Первым ограничением, по всей видимости, будет p_z. В настоящее время максимальные значения p_z =250 бар уже имеются на развернутых машинах. На одноцилиндровых отсеках достигнуты p_z = 300 бар при p_{me} = 40 бар. Дальнейший рост значений p_{me} связан с увеличением $\pi_к$ (ДСН может обеспечить $\pi_к$ = 16–20), но зависимость эта не будет линейной. Увеличение $\pi_к$ на одну и ту же величину будет давать все меньший прирост p_{me}.

Увеличение степени форсировки по p_{me} способствует улучшению топливной экономичности, но только при условии повышения p_z. Поскольку рост p_z ограничен условиями прочности материала цилиндра потребуется уменьшение отношения p_z/p_{me}, что ведет к снижению КПД двигателя и топливной экономичности, приемлемое значение которой и будет пределом термодинамического совершенства двигателя.

Литература

1. Kelling, U.S The environment friendly Medium Speed Engine. Paper № 32, CIMAC 2007, Vienna.

2. *Klima J., Martin V., Tomec O.* High Perfomance Small Turbocharges. Paper № 188, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Neuenschwander P., Thiele M., Seiler M.* New turbochargers for more powerful enginesrunning under stricter emissions regimes. Paper № 128, CIMAC 2010, Bergen.

4. *Ritscher B., Greve M.* Caterpillar M46 Dual Fuel engine with new cylinder pressure based control strategies. Paper № 411, CIMAC 2013, Shanghai.

5. *Koch F.,Dean R., Johnson S., Floyd J., Thomas T.* Development and Field Introduction of the High Speed 4-stroke Diesel engine MAN RK280. Paper № 60, CIMAC 2007, Vienna.

6. *Vogel C., .Heider G., Haas S., Marzinek A.* The new MAN 32/44 CR — efficient, clean and compact. Paper № 104, CIMAC 2007, Vienna.

7. *Knafl A., Gunnar S., Friebe M.* Optimal Utilization of Air- and Fuel-Path Flexibility in Medium-Speed Diesel Engines to Achieve Superior Performance and Fuel Efficiency. Paper № 91, CIMAC 2013, Shanghai.

8. *Kyt J., Klaus Heim K.* Latest developments in Wartsila 4-stroke engine portfolio. Paper № 243, CIMAC 2007, Vienna.

9. *Heim K, Troberg M., Ollus R., Vaarasto M.* Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen

10. *Park J.K., Ahn K.H., Kim J.T., Kim E.S.* Continuous Development of Hyundai HiMSEN Engine Family. Paper № 222, CIMAC 2010, Bergen.

11. *Seo C.Y., Kim S.H., Kim J.S., Kim J.T., Jin J.H.* Full line-up of HiMSEN Family by newly developed H46V. Paper № 151, CIMAC 2013, Shanghai.

12. *Veser N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B.* Development of the high-speed diesel engine 20V 8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.

13. *Mr. Lothar Czerny, Mr. Ingo Wintruff, Mr. Ulrich Schmid, Mr. Joern Baumgarten.* Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.

14. Kurreck M., Remmels W.. Series 1163-04. Paper № 112, CIMAC 2013, Shanghai.

15. Kallio A., Introduction of the extreme value Engine project. Paper № 3a-7, CIMAC 2001, Hamburg.

16. *Turunen R., Kalllio I., Leino A., Rantanen P., Suokas M., Ranta O., Karila K., Aaltonen J., G. Liljenfeldt.* Design and First operating experiences with extreme value research engine EVE. Paper № 32., CIMAC 2004, Kyoto.

17. *Kallio I., Rantanen P., Imperato M., Antila M.E., Sarjovaara T., Larmi M., Huhtala K., G. Liljenfeldt.* The design and operation of the fully controllable medium-speed research engine EVE. Paper № 32, CIMAC 2007, Vienna.

18. *Nuutinen M., Kaario O., Larmi M.* Advanced Heat Transfer Modeling with Application to CI Engine CFD Simulations. Paper 203, CIMAC 2010, Bergen.

19. *Larmi M., Kallio I., Elonheimo A., Sarjovaara T., Imperato M.* 30 Mpa Mixing Controlled Combustion. Paper № 171, CIMAC 2013, Shanghai.

20. *Reichert E., Stohr R., Koch T., Hamm T., Lauer S.* The New FEV Single Cylinder Engine Family, the Efficient Tool for Engine Development. Paper № 126, CIMAC 2013, Shanghai.

21. *Murakami S., Baufeld T.* Current Status and Future Strategies of Gas Engine Development. Paper № 413, CIMAC 2013, Shanghai.

22. *Mohr H., Baufe T.* Improvement of Dual-Fuel-Engine Technology for Current and Future Applications. Paper № 412, CIMAC 2013, Shanghai.

23. *Codan E., Mathey C.* Emissions — A new Challenge for Turbocharging. Paper №245, CIMAC 2007, Vienna.

24. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Машиностроение, 1975, с. 6.

УДК 621.43

МОДЕРНИЗАЦИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК В СОСТАВЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ДЛЯ ОБЪЕКТОВ ВОЕННОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ

В.О. Сайданов, д.т.н., проф., С.Н. Смолинский
Военный институт (инженерно-технический)
Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева
Е.М. Росляков, к.т.н., проф.
Военно-космическая академия им. А.Ф. Можайского

Предложена методика определения интегрального показателя технического состояния ДГУ в составе ДЭС объектов военной инфраструктуры, разработанная на основе интегральной оценки степени критичности и последствий отказов. В качестве интегрального показателя рассмотрен показатель потенциального ущерба, который определяется с использованием метода анализа видов, последствий и критичности отказов (ВПКО-анализа).

В настоящее время основу резервного и автономного электроснабжения объектов военной инфраструктуры составляют стационарные и передвижные дизельные электростанции (ДЭС). В состав стационарных ДЭС входят источники энергии — дизель-генераторные установки (ДГУ) и обеспечивающие их работу технические системы (топливная, смазочная, охлаждения, пуска, забора воздуха на горение, выпуска отработавших газов и управления).

Результаты обследований ряда объектов военной инфраструктуры различного назначения, выполненных авторами, позволяют сделать следующие выводы о техническом состоянии их ДЭС, находящихся в эксплуатации.

1. Уровень показателей назначения в целом соответствует требованиям, предъявляемым потребителями к качеству электроэнергии.

2. Наработка большинства ДЭС специальных объектов не превышает назначенный ресурс. Это относится, в первую очередь, к системам гарантированного электропитания и автономным источникам энергии.

3. Зафиксировано значительное число отказов вспомогательного оборудования, обеспечивающего работу технических систем ДЭС.

4. В процессе эксплуатации ДЭС в настоящее время возникают большие затруднения по комплектованию установок запасными частями и принадлежностями, сменными узлами и деталями, резинотехническими изделиями.



5. Удельные технико-экономические показатели (расход топлива, масла, охлаждающих агентов и т. д.) не соответствует современным требованиям и достижениям в области создания и эксплуатации ДЭС. Базовые ДЭС не оборудованы системами комплексной утилизации теплоты, предусмотренными правилами проектирования [1].

6. Выпускные тракты ДЭС являются главными демаскирующими факторами местонахождения объектов и источниками вредных выбросов, негативно воздействующих на окружающую природную среду. Демаскирующие факторы шлейфа отработавших газов обусловлены высокой концентрацией на выпуске частиц сажи, определяющей оптическую непрозрачность шлейфа, кроме того, сажа, адсорбирующая на своей поверхности вещества углеводороды и сернистый ангидрид является источником специфического запаха, идентифицирующего объект.

7. Системы управления большинства ДЭС построены на устаревшей элементной базе и характеризуются низкой надежностью, большими массогабаритными характеристиками, узким диапазоном функциональности, что также не соответствует современным требованиям.

В силу ряда экономических и политических обстоятельств реконструкция и модернизация ДЭС объектов военной инфраструктуры в последние десятилетия не проводились, поэтому в настоящее время назрела острая необходимость масштабной реконструкции большинства действующих ДЭС.

В связи с этим возникает двуединая задача. С одной стороны, необходимо определить перечень объектов, включая ДЭС, подлежащих первоочередной реконструкции, а с другой —

сформировать обобщенные требования к новым ДЭС, которые отражали бы перспективу развития объектов реконструкции.

Это задача так называемого внешнего проектирования, результаты которого позволяют сформулировать конкретные требования к ДЭС в соответствии с действующими нормативами [1].

В ходе внешнего проектирования и реконструкции предполагается выполнить следующие процедуры.

1. Интегральная оценка степени критичности состояния ДЭС.

2. Выделение группы ДЭС, подлежащих первоочередной реконструкции.

3. Формирование требований к вновь монтируемым ДЭС.

4. Формирование номенклатуры новых ДЭС.

5. Оценка степени критичности монтируемых ДЭС.

6. Сопоставление степени критичности ДЭС до и после реконструкции.

7. Выбор наиболее эффективного варианта реконструкции.

Рассмотрим более подробно в общем виде содержание процедур 1 и 5.

Известно, что любое сложное техническое изделие характеризуется множеством показателей. На этапе внешнего проектирования возникает необходимость свести множество показателей к некоторому интегральному показателю, обобщенно отражающему существенные свойства объекта, от которых зависит выбор решений на данном этапе. Таким показателем может служить потенциальный ущерб, который способен нанести данный объект в случае аварии или отказа. Подобного рода показатель используется в рамках так называемого метода анализа видов, последствий и критичности отказов (ВПКО-анализа (FMEA-анализа) [2].

Данный метод нашел применение, в первую очередь, в процессе отработки конструкций сложных изделий [3]. Однако имеются примеры его применения и для решения ряда проблем на стадии эксплуатации и реконструкции ДЭС [4].

Применительно к ДЭС (как совокупности функциональных элементов — источников энергии и технических систем) ВПКО-анализ сводится к оценке ряда частных показателей свойств элементов экспертными методами и последующей свертке этих показателей в виде интегрального показателя, который называют показателем потенциального ущерба — U:

$$U(d) = F\{\text{В}(d); \text{О}(d); \text{У}(d)\}, \qquad (1)$$

где F — принятый оператор свертки; В — встречаемость события (отказ, повреждение); О — обнаруживаемость события; У — устраняемость события; d — вид дефекта (отказа).

Встречаемость (В(d)) — это показатель, отражающий частоту потенциальных отказов, повреждений или дефектов элементов ДЭС.

Обнаруживаемость (О(d)) — показатель, характеризующий совершенство системы контроля и диагностирования исследуемых ДЭС.

Устраняемость (У(d)) — свойство системы или объекта своевременно устранять отказ или дефект в эксплуатации. Этот показатель характеризует как саму ДЭС, так и технические средства и квалификацию обслуживающего персонала с точки зрения возможности и способности устранять потенциальные дефекты и отказы.

У(d) отражает время устранения, расход материальных ресурсов на устранение, трудоемкость устранения, а также организационный аспект устранения, т. е. какими подразделениями (их состав, квалификация) может быть выполнено устранение.

Перечисленные показатели выражаются в балльных оценках, для чего формируются шкалы, как правило, включающие от 5 до 10 градаций. Наихудшему варианту показателя соответствует наивысший балл, например, 10.

Содержание процедуры экспертного оценивания, шкалы оценивания разрабатываются с учетом особенностей исследуемого объекта и целей оценивания.

Полученные значения $U(d)$ отражают техническое состояние отдельных ДЭС и служат для ранжирования ДЭС по степени возможного ущерба при возникновении отказов или дефектов. ДЭС, имеющие наибольшие значения показателя, требуют первоочередной замены в ходе реконструкции. Предложенный показатель также может использоваться для оценки критичности вновь монтируемых ДЭС. Применение данного показателя позволяет достаточно объективно оценивать состояние действующих и качество вновь предлагаемых ДЭС для выработки решения по формированию программы реконструкции и модернизации.

В ходе выполнения процедур ВПКО-анализа в процессе внешнего проектирования реконструкции ДЭС было показано, что реконструкция должна предусматривать прежде всего модернизацию и замену их основного оборудования — ДГУ. Экспертами были выявлены ДГУ, подлежащие модернизации и двухэтапной замене согласно очередности, а также сформирована номенклатура ДГУ, предназначенных на замену.

Применительно к объектам, подведомственным Департаменту эксплуатационного содержания и обеспечения коммунальными услугами воинских частей и организаций МО РФ (ДЭСиОКУ МО РФ), речь может идти о замене ДГУ на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), выпущенных ОАО «Автодизель» (мощность 30 кВт), ОАО ХК

Программа модернизации ДГУ

Агрегатная мощность, кВт	ДГУ, подлежащие замене		Новые ДГУ	
	Базовые ДВС в составе ДГУ	Предприятие-изготовитель ДВС	Базовые ДВС в составе ДГУ	Предприятие-изготовитель ДВС
I этап модернизации				
30	4Д10,8/12,7	АО «Автодизель» (г. Ярославль)	6Ч9,2/8,8	ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (г. Челябинск)
			4ЧН10,5/12	АО «Владимирский тракторный завод» (г. Владимир)
			4Ч11/12,5	ПО «Минский моторный завод» (г. Минск, Белоруссия)
315	6ЧН25/34	ПО «Первомайский моторный завод» (г. Первомайск, Украина)	12ЧН14/14	АО «Тутаевский моторный завод» (г. Тутаев, Ярославской обл.)
1000	10ДН20,7/2×25,4	ПО «Харьковский машиностроительный завод им. Малышева» (г. Харьков, Украина)	8ЧН21/21	АО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург)
			8ЧН26/26	АО «Коломенский завод» (г. Коломна)
II этап модернизации				
100	6Ч15/18	ААО ХК «Барнаултрансмаш» (г. Барнаул)	8ЧН13/14	АО «Автодизель» (г. Ярославль)
			8ЧН12/12	ПАО «КамАЗ» (г. Набережные Челны)
200	12Ч15/18	АО ХК «Барнаултрансмаш» (г. Барнаул)	8ЧН14/14	АО «Тутаевский моторный завод» (г. Тутаев, Ярославской обл.)
			8ЧН12/13	ПАО «КамАЗ» (г. Набережные Челны)
315 500 630	12ЧН18/20	ПАО «Звезда» (Санкт-Петербург)	6ЧН21/21	ЗАО «Волжский дизель имени Маминых» (г. Балаково)
800	6ЧН36/45	ОАО РУМО (Нижний Новгород)	8ЧН21/21	АО «Уральский дизель-моторный завод» (г. Екатеринбург)

«Барнаултрансмаш» (мощности 100 и 200 кВт), ПАО «Звезда» (мощности 315, 500 и 630 кВт), ПО «Первомайский моторный завод» (мощность 315 кВт); ОАО РУМО (мощность 800 кВт), ПО «Харьковский завод им. Малышева» (мощность 1000 кВт) [5].

Исходя из существующего состояния ДЭС объектов ДЭСиОКУ МО РФ модернизация их ДГУ может быть осуществлена в 2 этапа.

На первом этапе необходима замена ДГУ (мощность 30 кВт) на базе ДВС 4Д10,8/12,7 АО «Автодизель», ДГУ (мощность 315 кВт) на базе ДВС 6ЧН25/34 ПО «Первомайский моторный завод» и ДГУ (мощность 1000 кВт) на базе ДВС 10ДН20,7/2×25,4 ПО «Харьковский завод им. Малышева».

На втором этапе модернизации целесообразно рассмотреть вопросы замены ДГУ (мощность 100 и 200 кВт) на базе двигателей 6(12)Ч15/18 АО ХК «Барнаултрансмаш», ДГУ (мощности 315, 500 и 630 кВт) на базе двигателей 12ЧН18/20 ПАО «Звезда» и ДГУ (мощность 800 кВт) на базе двигателей 6ЧН36/45 ОАО РУМО.

Схематично двухэтапная программа модернизации, включающая в себя как номенклатуру подлежащих замене ДГУ, так и номенклатуру новых ДГУ, может быть представлена в виде таблицы.

Литература

1. Система ведомственных нормативных документов по проектированию, строительству и эксплуатации объектов МО РФ. Ведомственный свод правил ВСП 43–02–05/МО РФ: Правила проектирования стационарных электростанций с двигателями внутреннего сгорания объектов военной инфраструктуры. — М. : Изд-во Минобороны, 2006. — 93 с.

2. ГОСТ 27.310–95 Межгосударственный стандарт. Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов. Основные положения. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2002. — 14 с.

3. *Годлевский В.Е.* Применение метода анализа видов, причин и последствий потенциальных несоответствий (FMEA) на различных этапах жизненного цикла автомобильной продукции / Годлевский В.Е. [и др.] / Под редакцией В.Я. Кокоткова. — Самара : ГП Перспектива, 2002. — 160 с.

4. *Зверев А.В., Росляков Е.М., Моторин В.М.* Модель процесса формирования программы реконструкции и ремонта систем жизнеобеспечения военных объектов // Сборник статей межвузовской научно-технической конференции (29 апреля 2015 года) «Проблемные вопросы эксплуатационного содержания объектов военной инфраструктуры ВС РФ и основные направления их решения». — СПб. : ВА МТО имени генерала армии А.В. Хрулева, 2015 — С. 499–508.

5. *Сайданов В.О.* Анализ номенклатуры, технического состояния и опыта эксплуатации ДГУ на объектах военной инфраструктуры // Двигателестроение. —2015. — № 4. — С. 8–9.

УДК 621.431.74

ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ С БОЛЬШОЙ НАРАБОТКОЙ

В.А. Сорокин, к.т.н., доц., зав. лабораторией
АО «Центральный научно-исследовательский
и проектно-конструкторский институт морского флота»

Выполнен анализ эксплуатационных показателей судовых дизелей, имеющих значительную наработку с момента начала эксплуатации. Установлено, что среднестатистический срок эксплуатации судов близок к предельному, а большинство дизелей имеют суммарную наработку, близкую к назначенному ресурсу. Показано, что у дизелей, имеющих значительную наработку, есть резерв ресурса, позволяющий продолжить их дальнейшую эксплуатацию. Рассмотрены результаты эксплуатации дизелей с продленным ресурсом и риски возможных отказов.

На долю дизелей в составе судовых силовых установок приходится более 95 % по количеству и мощности от всех установленных на судах мирового флота двигателей, так как они в наибольшей степени соответствуют требованиям, предъявляемым к судовым энергетическим установкам (ЭУ).

Непрерывное развитие и совершенствование дизельных двигателей, значения достигнутых рабочих параметров позволяют считать их безальтернативной ЭУ на строящихся судах.

Рассматриваемые в статье вопросы ресурсных показателей касаются в большей мере среднеоборотных (СОД) и высокооборотных (ВОД) дизелей, так как малооборотные дизели (МОД) имеют назначенный ресурс до 200 тыс. ч, что обеспечивает им длительную эксплуатацию вплоть до списания судна.

Достигнутый уровень форсировки современных судовых дизелей обусловливает их высокую механическую и термическую напряженность, уровень которой определяет моторесурс дизеля и надежность его работы в эксплуатации [1].

Представленные материалы базируются на результатах анализа технических характеристик отечественных и зарубежных дизелей с большой наработкой, установленных на судах различного назначения.

В связи с тем, что в нормативной документации отсутствует определение понятия «большая наработка» в статье под этим термином подразумевается наработка двигателя в часах близкая или соответствующая назначенному ресурсу.



В настоящее время на судах отечественного флота установлены двигатели практически всех российских и ведущих зарубежных дизелестроительных фирм.

Средний возраст морских и речных судов, стоящих на учете в Российском морском регистре судоходства (РМРС) и Российском речном регистре (РРР), составляет более 25 лет. Значительная часть дизелей, установленных на судах, имеет большую или запредельную наработку, подвергалась капитальному ремонту и требует замены либо продления периода эксплуатации.

Суда, на которых установлены СОД и ВОД, для которых актуальны рассматриваемые вопросы, эксплуатируются в составе морского, рыболовного и речного флотов.

С учетом года изготовления объявленный моторесурс главных двигателей составляет: для СОД ~ 100 тыс. ч, для ВОД ~ 50 тыс. ч. Среднестатистическая годовая наработка главных двигателей судов рассматриваемого класса составляет 3–4 тыс. ч, что с учетом среднего возраста судов соответствует назначенному ресурсу.

В связи с этим перед судовладельцами стоит проблема выбора альтернативного варианта: либо замена двигателей, выработавших свой ресурс, либо продление срока их эксплуатации. Замена двигателей связана со значительными материальными затратами, которые далеко не все судовладельцы могут себе позволить, при этом отсутствует мотивация для установки нового двигателя на старое судно. Для продления срока эксплуатации двигателя сверх нормативного ресурсного срока необходимо разработать технико-экономическое обоснование и выполнить опре-

деленные требования, часть из которых будет рассмотрена ниже.

Последние два десятилетия отмечены неблагополучным состоянием отечественного судового дизелестроения, связанного с целым комплексом проблем.

В связи с повышением оснащенности и энерговооруженности судов, а также ужесточением требований международных организаций (ИМО, МАКО и др.) к их конструктивной, экологической и эксплуатационной безопасности значительно возросли требования к техническому уровню судовых дизелей. Поэтому исследования, связанные с разработкой предложений по продлению срока службы судовых дизелей, выработавших свой ресурс, приобретают особую актуальность [2].

Современный судовой дизель представляет собой сложную систему взаимосвязанных узлов, агрегатов и механизмов. Отказ каждого из этих элементов может вызывать разнообразные аварийные ситуации. Известно, что количество отказов и аварии двигателей связано с их наработкой и ресурсом.

Основными причинами отказов и аварий являются:

➢ усталостные изменения материала корпусных деталей, деталей движения и силовых элементов;

➢ износ поверхностей сопряженных деталей (валов, подшипников, деталей КШМ);

➢ повышенная вибрация, приводящая к износу сопряжений, нарушению режима смазки, а также к нарушению регулировок;

➢ термические напряжения, возникающие вследствие значительных градиентов температур и приводящие к появлению трещин или разрушению (прогару) деталей двигателя;

➢ снижение уровня технического обслуживания судовых силовых установок.

Непрерывное повышение сложности судов и судовых дизелей при неизменном, а порой снижающемся уровне их надежности ведет к повышению вероятности существенных отказов, повреждений и аварий по техническим причинам, т. е. увеличивает риск морского судоходства. При этом аварийные случаи сопровождаются большими экономическими потерями и угрозой жизни людей, окружающей среды и перевозимого груза. С другой стороны, полностью исключить риск из практики судоходства невозможно — это принципиально недостижимая цель. Поэтому основные усилия по поддержанию надлежащего уровня безопасности мореплавания должны быть направлены на снижение вероятности аварий и отказов.

Наметившаяся в последние годы тенденция к снижению надежности судовых дизелей, вызванная стремлением судовладельцев снизить затраты эксплуатацию флота при одновременной интенсификации его работы, указывает на необходимость ужесточения контроля за их техническим состоянием с позиций безопасности мореплавания. При этом повышается роль таких независимых органов надзора, как РМРС и РРР.

Назначенный ресурс дизеля устанавливается его изготовителем и отражен в технической документации. Ресурс дизеля устанавливается на основании ресурсных испытаний, требований стандартов, общих норм безопасности, правил и требований проектирования, класса и назначения дизеля, а также других факторов. Как правило, ресурс дизеля уточняется по результатам эксплуатации, при этом основными критериями для его назначения являются:

➢ частота вращения коленчатого вала;

➢ уровень форсировки дизеля (по среднему эффективному давлению) и условия его работы;

➢ конструктивное и технологическое совершенство дизеля.

Назначенный ресурс до капитального ремонта или списания устанавливается как суммарная наработка дизеля в часах с начала эксплуатации. Большим уровням форсировки по мощности и частоте вращения соответствуют меньшие ресурсы.

В 2014 г. Международная Ассоциация классификационных обществ (МАКО) установила классификацию судовых дизелей по частоте вращения, которая представлена в табл. 1.

Динамика выпуска дизелей и направления технического прогресса в значительной степени определяются конъюнктурой в мировом судоходстве и судостроении.

Надежность и ресурс дизелей закладывается при проектировании, создается при изготовлении, сохраняется и расходуется (реализуется) при эксплуатации [3].

Жизненный цикл дизеля можно условно разделить на три этапа: приработка, стабильный период, старение.

Старение — заключительный этап выработки ресурса, который характеризуется прогрессивными износами и усталостными изменениями свойств металла. На этом этапе дизель должен быть

Таблица 1

Классификация по частоте вращения	Частота вращения к/в n, об/мин	Назначение
Малооборотные (МОД)	$n \le 300$	Главные
Среднеоборотные (СОД)	$300 < n \le 1400$	Главные, вспомогательные для судовых электростанций
Высокооборотные (ВОД)	$n > 1400$	Главные, вспомогательные, аварийные

выведен из эксплуатации для восстановления или замены.

Анализ надежности судовых дизелей показывает, что из-за существующих различий в условиях эксплуатации с наложением различных случайных факторов каждый двигатель даже одного и того же типа по параметрам надежности индивидуален. Важным аспектом в оценке надежности, как показано ниже, являются режимы работы двигателя.

При назначении показателей долговечности дизелей широко распространена практика, в соответствии с которой фирмы-производители судовых дизелей по важнейшим деталям и узлам задают два вида наработок:

— интервалы проведения ТО или контроля;

— сроки службы деталей после проведения разовых или многократных обслуживаний.

При этом, как правило, оговаривается сорт применяемого топлива и смазочного масла.

Ресурс дизелей гарантируется только при соблюдении требований инструкции по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту.

Признаками неудовлетворительного состояния дизелей вследствие износа являются увеличенные зазоры, ухудшение состояния рабочих поверхностей, снижение мощности, повышение расхода топлива, увеличение дымности отработавших газов, снижение давления масла в системе смазки, изменение регулировок рабочих параметров. Все это свидетельствует о значительной наработке дизеля, при этом одним из основных критериев оценки остаточного ресурса остается суммарная наработка двигателя с начала эксплуатации.

Процесс деградации основных деталей дизеля происходит по сложным закономерностям, отражающим в первую очередь условия его эксплуатации.

Значение назначенного ресурса дизеля в часах не всегда отражает степень его фактического износа. Практически всегда имеется возможность эксплуатации дизеля за пределами назначенного ресурса до достижения предельного технического состояния основных (базовых) деталей.

В судовой дизельной установке базовыми деталями являются: фундаментная рама, коленчатый вал и блок цилиндров двигателя. Долговечность базовых элементов обеспечивается, как правило, на весь срок службы дизеля. Остальные детали могут быть заменены несколько раз за время эксплуатации.

Базовые детали главных судовых МОД служат на протяжении полного жизненного цикла дизеля без капитального ремонта. СОД и ВОД до выработки назначенного ресурса по крайней мере один раз подвергаются капитальному ремонту в соответствии с рекомендациями (ремонтными циклами) производителя. В табл. 2 представлены усредненные ресурсные показатели деталей и узлов современных судовых дизелей.

В то же время анализ статистики аварий механического оборудования на судах отечественного флота показывает, что их наибольшее число приходится на главный двигатель. По своим последствиям наиболее тяжелыми являются аварии, связанные с поломками коленчатого вала, подшипников, деталей цилиндропоршневой группы и механизма газораспределением.

Причинами аварий и отказов, как было отмечено выше, являются механические, тепловые, усталостные разрушения и износы деталей вследствие воздействия знакопеременных циклических нагрузок.

Деформация деталей (особенно базовых), возникающая при эксплуатации дизеля, во многих случаях оказывает большее влияние на долговечность дизеля, чем возникающие при эксплуатации износы.

Рассмотрение теоретических работ по прогнозированию остаточного ресурса дизелей показывает, что с учетом сложности математического описания процессов, а также погрешностей при аналитическом решении уравнений эти методы не нашли широкого применения [4].

После выработки судовым дизелем назначенного ресурса Регистр Судоходства является един-

Таблица 2

Усредненные ресурсы основных деталей и узлов современных судовых дизелей

Наименование узла	Средний ресурс, не менее тыс. ч		
	МОД	СОД	ВОД
Ресурс дизеля назначенный	100–200	60–100	20–50
Ресурс дизеля до капитального ремонта	—	30–50	10–30
Фундаментная рама, коленчатый вал, блок цилиндров, шток поршня, шатун, распределительный вал, крышка цилиндра	100–200 и выше	50–100	20–40
Втулки цилиндра, поршень	60	40	10–20
Поршневые кольца	10–15	8–12	6–10
Коренной и шатунный подшипники	60	40	10–20
Выпускной клапан	30	20	10
Топливный насос	25	15	10
Форсунка: игла с направляющей и сопло распылителя	15	15	6–10
Турбокомпрессор	60–80	40–50	15–20
Ответственные крепежные элементы (болты, анкерные связи, шпильки крепления подшипников, крышки цилиндров и др.)	100–200	30–100	10–40

ственным надзорным органом, который по результатам освидетельствования может дать разрешение на его дальнейшую эксплуатацию. Поэтому важно подчеркнуть, что дальнейшая эксплуатация может быть разрешена только при надлежащем техническом состоянии дизеля.

Необходимо помнить, что вероятность отказов с увеличением наработки дизеля возрастает (появляются деградационные отказы) что должно сопровождаться адекватным усилением надзора со стороны инспекторов РМРС.

Критерии предельного состояния предусматривают, что ресурс дизеля исчерпан, если:

➢ дизель полностью отработал назначенный ресурс до списания;

➢ достиг предельного состояния один из базовых элементов дизеля: фундаментная рама, коленчатый вал, блок цилиндров.

Под предельным понимается такое состояние базовых деталей дизеля, при котором их восстановление невозможно или экономически нецелесообразно.

В критериях состояния судовых дизелей определено, что поломки любого другого компонента (не базового) не является предельным состоянием. При возникновении ресурсных отказов отдельных компонентов их замена производится во время технического обслуживания или ремонта.

Переход дизеля в предельное состояние указывается в технической документации: в технических условиях на поставку дизеля либо в инструкциях по техническому обслуживанию. При достижении дизелем предельного состояния принимается решение либо о прекращении его эксплуатации, либо о проведении соответствующих ремонтно-восстановительных работ. Вид мероприятий, определяющих необходимость их выполнения, и критерии предельных состояний взаимообусловлены.

Ресурсные отказы судовых дизелей в эксплуатации носят постепенный (монотонный) или внезапный (аварийный) характер.

Доля постепенных отказов, которые идентифицировались с момента достижения параметров предельного значения, составляет основную часть — до 80–90 % от их общего количества. Опыт эксплуатации судовых дизелей показывает, что своевременно не устраненные постепенные отказы в большинстве случаев трансформируются во внезапные с гораздо более тяжелыми последствиями.

Доля внезапных технических отказов дизелей составляет 10–20 %. Причинами внезапных отказов дизелей являются механические разрушения и повреждения базовых и ответственных деталей и узлов. Типичной причиной внезапного отказа могут оказаться трещины различного происхождения (усталостные, коррозионно-усталостные, термоусталостные и др.). Поэтому при продлении ресурса дизеля, в первую очередь должны быть приняты все необходимые меры для предотвращения внезапных отказов.

При обосновании возможности продолжения эксплуатации дизеля после выработки назначенного ресурса необходимо учитывать режимы его работы.

Как известно, расчетным режимом работы дизеля является номинальный (MCR — maximum continuous rating), на котором реализуется мощность без ограничения по времени. Для гарантированной надежной работы двигателя (его деталей, узлов) в эксплуатации необходимо, чтобы уровень их механических нагрузок не превышал аналогичные значения для номинального режима.

При работе двигателя напряжения, которые испытывают детали и узлы, пропорциональны силам давления газов в цилиндре ($p_{\max}$) и силам инерции движущихся масс (P_{jn}) для установившегося режима работы двигателя. Указанные силы достигают своего максимума в районе ВМТ, где они разнонаправлены. Выражение для определения максимальной движущей силы ($P_{\text{дв}}^{\max}$) будет иметь вид

$$P_{\text{дв}}^{\max} = p_{\max} - P_{jn} = p_{\max} - \mu_j K_j n^2, \qquad (1)$$

где μ_j — коэффициент, учитывающий несовпадение моментов (углов °ПКВ) действия $p_{\max}$ и P_{jn}; $K_j = m_{ms} R (1 + \lambda) = \text{const}$ для каждого двигателя, m_{ms} — масса поршня в сборе и части шатуна; $\lambda = R/L$, R — радиус кривошипа, L — длина шатуна.

Поправочный коэффициент μ_j может быть рассчитан по формуле

$$\mu_j = P_{j\text{вмт}} \text{ и } P_{j\alpha z}, \qquad (2)$$

где $P_{j\text{вмт}}$ и $P_{j\alpha z}$ — силы инерции поступательно движущихся масс в ВМТ и при угле ПКВ α_z; α_z — угол ПКВ, при котором $p_{\max}$ достигает максимума; β_z — угол отклонения шатуна от вертикальной оси при угле α_z.

В существующих конструкциях двигателей значения поправочного коэффициента составляет $\mu_j = 0{,}89–0{,}96$, и его учет позволяет уточнить расчетное значение движущей силы.

Согласно выражению (1) были выполнены оценочные сравнительные расчеты изменения максимального движущего усилия для различных режимов работы современных главных малооборотных двигателей фирм «MAN Diesel & Turbo» и «Wartsila Corporation» при работе на винт фиксированного шага.

Результаты расчетов приведены в (табл. 3).

Можно отметить, что детали и узлы двигателя

Таблица 3

Ход судна	Относительная нагрузка двигателя (от номинального значения)	Относительная частота вращения (от номинального значения)	Относительное значение максимальной движущей силы (от номинального значения)
Малый	0,25	0,63	0,65
Средний	0,50–0,60	0,80–0,85	0,80–0,85
Полный	0,80–0,90	0,92–0,95	0,90–0,95
Самый полный	1	1	1

остаются достаточно нагруженными при всех эксплуатационных режимах. Однако при эксплуатации дизеля на режимах, отличных от MCR, появляется резерв моторесурса.

Во время эксплуатации развиваемая дизелем мощность колеблется в широких пределах — от холостого или малого хода до номинальной. Спектр нагрузок (мощность) главного судового дизеля определяется назначением судна, технической политикой, проводимой судовладельцем, техническим состоянием судна, коммерческой целесообразностью, конъюнктурой и другими факторами.

Исследования спектра нагрузок судовых дизелей разных типов позволили установить следующие их особенности:

➢ средние эксплуатационные нагрузки двигателей различных типов существенно различаются и составляют: для ГД — 60–80 % от номинальной; ДГ — 50–70 % от номинальной;

➢ механические и тепловые нагрузки различаются не только по средним значениям, но и по их числу, величинам и амплитудам как в переходных процессах, так и при квазистационарном нагружении.

Статистический анализ показывает, что главные дизели транспортного флота в среднем эксплуатируются на следующих режимах:

➢ полного хода — 60–75 %, среднего хода — 5–12 %;

➢ малого хода — 1–5 %, маневров — 3–5 %, долевые режимы — остальное.

Следует отметить, что в связи с использованием экономичных режимов хода в целях реализации рекомендаций по сокращению выбросов парниковых газов с судов доля режимов полного хода и значения коэффициента использования мощности дизелей значительно снижаются.

Анализ времени работы судов ОАО «Новороссийское морское пароходство» за последние годы показал, что средняя эксплуатационная мощность двигателей в 2009 г. составляла 85 % от MCR, в то время как в 2011 г. ее значение снизилось до 50–55 % [5]. Причем отмечено увеличение движения судов экономичными и ультрамалыми ходами при скорости до 8 узлов и мощностью ГД 15–30 % от MCR. При эксплуатации ГД со средней мощностью около 50 % от MCR появляется существенный резерв для увеличения ресурса. Это обстоятельство позволяет реализовать появившийся резерв моторесурса после выработки дизелем назначенного ресурса.

Время превышения эксплуатационного периода относительно назначенного ресурса зависит от многих факторов, часть из которых рассмотрены в настоящей статье.

Срок эксплуатации главного двигателя в нормативных документах РМРС не регламентируется. Соответствие главного двигателя требованиям Правил РМРС определяется по результатам его ежегодных и очередных освидетельствований. Между освидетельствованиями ответственность за поддержание судовых технических средств в рабочем состоянии, а также выполнение технического обслуживания и ремонта в соответствии с рекомендациями производителя несет судовладелец судна.

Невозможность дальнейшей эксплуатации дизеля определяется возникновением неустранимых отказов, вызывающих прекращение его функционирования. Признаки (критерии) перехода дизеля и его элементов в предельное состояние указываются в нормативно-технической и/или проектной документации на дизель.

Типичной причиной внезапного отказа являются трещины различного происхождения (усталостные, коррозионно-усталостные, термоусталостные и др.), которые практически невозможно заранее прогнозировать [6]. Поэтому в эксплуатации, особенно при освидетельствовании дизеля, в целях продления ресурса в первую очередь должны быть приняты все необходимые меры по предотвращению внезапных отказов. При освидетельствовании дизелей средствами неразрушающего контроля должны быть проверены все базовые и ответственные детали на отсутствие дефектов.

После выработки дизелем назначенного ресурса допуск его к дальнейшей эксплуатации решается после положительных результатов (вне) очередного освидетельствования и удовлетворительном (годном) техническом состоянии дизеля.

Отказ главного двигателя (основного элемента СЭУ) чаще всего оказывает существенное влияние на функционирование судна. Поскольку наиболее распространенными являются одновинтовые суда с одним ГД, то его отказ прямо влечет

за собой остановку судна в море с потерей хода и управляемости. При наличии на судне двух (или более) главных двигателей последствия отказа могут быть не так велики, но остаются серьезными, так как судно не может полноценно функционировать. Так, по данным наблюдений японского исследовательского института морского флота [7], ГД — источник повышенной опасности, его отказы, как правило, вызывают аварийные происшествия и ущерб большого масштаба, нередко заканчивающиеся необратимыми последствиями, которые в трактовке ИМО называются авариями. Возможны также и катастрофы с судами из-за отказа ГД.

Опыт автора в расследовании в качестве эксперта последствий аварий судовых дизелей, произошедших после выработки ими назначенного ресурса, показал, что их причинами являются:

➢ превышение в 1,5–1,8 эксплуатационного периода (наработки) относительно назначенного ресурса;

➢ появление дефектов ответственных (базовых) деталей и узлов двигателя, которые не могут быть выявлены и устранены судовым экипажем в процессе эксплуатации.

Причинами неустраненных дефектов являются усталость металла, скрытые трещины, остаточные деформации, старение, коррозия, интенсивные износы, фреттинг-коррозия.

В данный период эксплуатации резко возрастает влияние человеческого фактора, связанного с ошибками, невыполнением рекомендаций по ТО и ПГТО, нарушением правил технической эксплуатации. Практически во всех случаях аварии в той или иной степени были связаны с человеческим фактором.

Для обеспечения дальнейшей надежности и безопасной эксплуатации судовых дизелей, выработавших назначенный ресурс, можно рекомендовать следующий алгоритм действий:

➢ запросить производителя дизеля о возможном продлении эксплуатационного цикла и необходимости выполнения требуемых процедур (при их наличии);

➢ согласовать вопрос продления эксплуатации с инспекцией РМРС;

➢ выполнить капитальный ремонт двигателя с предъявлением его РМРС и при необходимости — специалистам завода-изготовителя;

➢ после выработки двигателем назначенного ресурса его эксплуатация должна быть прекращена независимо от технического состояния;

➢ возможность дальнейшей эксплуатации двигателя после выработки назначенного ресурса является предметом специального рассмотрения РМРС в каждом конкретном случае с учетом всех обстоятельств, включая в первую очередь наработку и режимы нагружения;

➢ прогнозирование величины остаточного ресурса имеет сугубо индивидуальный характер для каждого дизеля и связано с очевидными трудностями решения неоднозначной вероятностной задачи;

➢ назначенные предельные ресурсы и сроки службы могут быть увеличены на 30–80 % с учетом режимов нагружения и состояния базовых деталей;

➢ после выработки дизелем назначенного ресурса допуск его к дальнейшей эксплуатации должен решаться после определения технического состояния при каждом (вне) очередном освидетельствовании;

➢ при освидетельствовании дизеля должны быть проверены средствами неразрушающего контроля все базовые и ответственные детали на отсутствие дефектов;

➢ при принятии решения о продлении срока эксплуатации должны быть учтены следующие факторы:

• общее техническое состояние дизеля и его базовых и ответственных деталей;

• состав и комплектация машинной установки (одно- или многовальная), наличие передачи и т. п.;

• условия эксплуатации: нагрузочные и переменные режимы, их распределение и динамика;

• выявлены «слабые» узлы и приняты меры по предотвращению их отказов в эксплуатации.

Литература

1. *Сорокин В.А.* Производство современных среднеоборотных судовых дизелей // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 3–8.

2. *Сорокин В.А.* Инновации в судовом дизелестроении // Судостроение. — 2013. — № 5. — С. 34–38.

3. *Камкин С.В., Возницкий И.В, Шмелев В.П.* Эксплуатация судовых дизелей. — М. : Транспорит, 1990. — 344 с.

4. *Румб В.К., Медведев В.В., Серов А.В., Хижняк А.А.* Применение методики по формализованной оценке безопасности для определения остаточного ресурса главного судового дизеля // Судостроение. — 2005. — № 5. — С. 42–47.

5. *Зиненко Н.Н.* Совершенствование эксплуатации судовых малооборотных двигателей на основе контроля параметров и концентрации вредных веществ в отработавших газах: дис. ... канд. техн. наук. — Новороссийск, 2013. — 133 с.

6. *Румб В.К., Медведев В.В., Семионичев С.Р.* Определение остаточной долговечности деталей судовых ДВС при наличии трещин // Морской вестник. — 2003. — Специальный выпуск № 1 (1). — С. 76–80.

7. *Kiriya N.* Statistical Study on Reliability of Ship Equipment and Safety Menegement Reliability Estimation for Failures on Main Engine System by Ship Reliability Database System/Bulletin of the JIME. — 2001. — vol. 29. — № 2.

УДК 621.43

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТЕРМОПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ — РЕЗЕРВ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.Н. Хромов, д.т.н, проф.
ФГКОУ ВПО «Орловский юридический институт МВД РФ имени В.В. Лукьянова»

Приводится описание технологии восстановления изношенных поверхностей деталей двигателей типа «полый цилиндр» методом термопластического деформирования (ТПД). Разработана технологическая оснастка для восстановления внутренних поверхностей гильз цилиндров и наружных поверхностей поршневых пальцев. Показано, что внедрение технологии ТПД может стать надежным резервом импортозамещения запасных частей автотракторных, судовых и тепловозных дизелей зарубежного производства.

Введение

Введение со стороны США и Евросоюза санкций в отношении России может реализоваться в сокращении или вообще прекращении импорта запчастей для ремонта ранее поставленной техники. Анализ затрат на ремонт импортной техники показывает, что стоимость оригинальных запасных частей может достигать 85 % от общей стоимости ремонта. В настоящее время поставщики импортной техники активно занимаются продвижением восстановленных в индустриальных условиях крупногабаритных деталей. Себестоимость восстановления этих деталей составляет от 30 до 70 % от цены новой деталей.

Падения цен на нефть более чем в два раза и скачок курса доллара почти в два раза повысил уровень цен на импортные запчасти зарубежной техники в, частности, цилиндро-поршневую группу автотракторных, судовых и тепловозных дизелей. В связи с этим следует обосновать меры по минимизации последствий введенных экономических санкций со стороны США и ЕС в поставках в Россию техники, запчастей и ремонтно-технологического оборудования.

Низкая конкурентоспособность и надежность отечественной техники в реальных условиях эксплуатации является серьезным фактором низких экономических показателей в различных отраслях народного хозяйства РФ. Отсутствие ряда позиций техники отечественного производства вынуждает наиболее крупные и эффективные предприятия закупать зарубежную технику — более дорогую, но более надежную, с лучшими эргономическими характеристиками. Однако для импортных машин в современных условиях остро стоит проблема технического сервиса. Повысить эффективность технологий технического сервиса импортных машин и снизить эксплуатационные затраты можно путем организации восстановления деталей, в том числе дорогостоящих, с использованием современных технологий [1].

Потребность в запасных частях для автотракторных, судовых и тепловозных дизелей можно частично компенсировать восстановлением изношенных деталей. Себестоимость восстановления внутренней цилиндрической поверхности втулки (гильзы) цилиндра дизелей не превысит 25–35 % от стоимости новой запчасти.

Во всем мире продажа сложной машиностроительной продукции (автомобилей, строительной техники, тепловозов, дизелей и др.) приносит крупным компаниям лишь десятую долю прибыли от их реализации, а девять десятых долей прибыли приносит гарантийное и послегарантийное обслуживание и ремонт этой дорогостоящей техники.

Сервисное обслуживание сложной и дорогостоящей техники весьма прибыльная область бизнеса, потому в России за последние двадцать пять лет создана не одна компания, занимающаяся поставкой запасных частей для ремонта дизелей.

За рубежом вопросами обеспечения рационального сервиса занимается фирма-изготовитель. И начинает этим заниматься уже в период создания новой техники, причем размер затрат на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт является одним из основных показателей ее будущей конкурентоспособности.

Существенную конкуренцию частным компаниям, поставляющим импортные запасные части для дизелей, могли бы составить предприятия, осуществляющие восстановление изношенных деталей за счет применения прогрессивного технологического оборудования и материалов

высокого качества, используемых для нанесения различных покрытий на изношенные поверхности деталей. Практически всем базовым деталям сложной техники в развитых капиталистических странах дают вторую жизнь. Восстановление деталей за рубежом считают экономически выгодным. Различные фирмы успешно восстанавливают детали металлургического оборудования, авиационных реактивных двигателей, судовых дизелей. Номенклатура восстановленных деталей непрерывно расширяется и охватывает дорогостоящие и металлоемкие детали, определяющие ресурс работы машины. Расширение номенклатуры восстанавливаемых деталей — одна из важнейших проблем, решением которой заняты специализированные фирмы большинства индустриальных стран [2].

Наиболее совершенным способом восстановления работоспособности дизелей является их капитальный ремонт в специализированных цехах ремонтных предприятий. Этим ремонтом в основном обеспечивают нормативные ресурсы дизелям в эксплуатации. При специализации ремонта создаются хорошие предпосылки к поточной организации технологических процессов на основе типовых схем ремонта, включающих восстановление деталей, что приводит к снижению его себестоимости.

Капитальный ремонт дизелей в специализированных цехах является более сложным комплексом работ по сравнению с производственным процессом изготовления машин вследствие специфических особенностей подготовки деталей к ремонту, базирования их при механической обработке и т. п.

Цилиндровые втулки дизелей под воздействием многочисленных факторов во время эксплуатации изнашиваются, что проявляется в искажении геометрической формы и изменении размеров внутренней рабочей поверхности и наружных посадочных поясов. Имеет место также коррозионно-эрозионное разрушение наружных поверхностей втулок, омываемых охлаждающей водой.

Износ поршневых пальцев — основная причина замены поршней и пальцев при эксплуатации дизелей, связанной с выполнением трудоемких работ по разборке и монтажу дизеля.

Восстановление деталей термопластическим деформированием

В России накоплен огромный опыт на основе рационального сочетания агрегатного и полнокомплектного ремонта машин как отечественных, так и зарубежных машин, использования новых и восстановленных деталей.

Среди применяемых в ремонтном производстве способов восстановления деталей пластическая деформация занимает особое место. При использовании указанного метода восстановление первоначальных размеров детали осуществляется за счет перераспределения материала самого изделия. В этом случае материал перемещают с нерабочих участков к изношенным поверхностям под направленным действием внешних или внутренних сил. Этот метод прост и экономичен.

Среди способов восстановления деталей пластической деформацией особое место занимает технология термопластического деформирования (ТПД). Ее суть состоит в том, что нагревая и охлаждая восстанавливаемую деталь без приложения к ней дополнительных внешних сил от пресса и используя внутренние механизмы деформирования металла достигают сохранения ее объема и перераспределения металла на рабочие изношенные поверхности с одновременным их упрочнением. В первую очередь, это детали типа «полый цилиндр» (в том числе поршневые пальцы и гильзы цилиндров двигателей) [3–7].

Для гильз цилиндров автотракторных дизелей хорошо апробирована технология восстановления

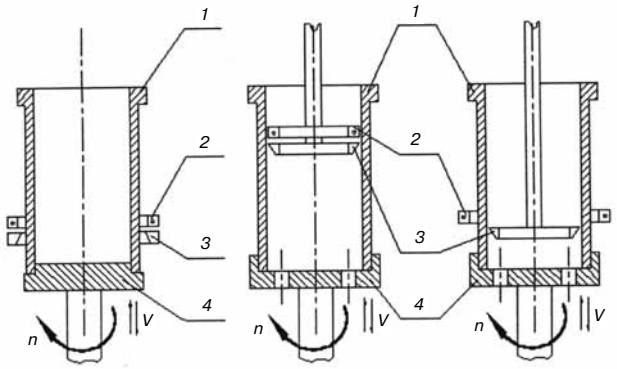

Рис. 1. Способы восстановления внутренней поверхности гильз цилиндров методом ТПД:
а — индуктор и спрейер расположены снаружи гильзы; *б* — индуктор и спрейер расположены внутри гильзы; *в* — индуктор расположен снаружи, а спрейер внутри гильзы; *1* — гильза цилиндра, *2* — индуктор, *3* — спрейер, *4* — центрирующая оправка

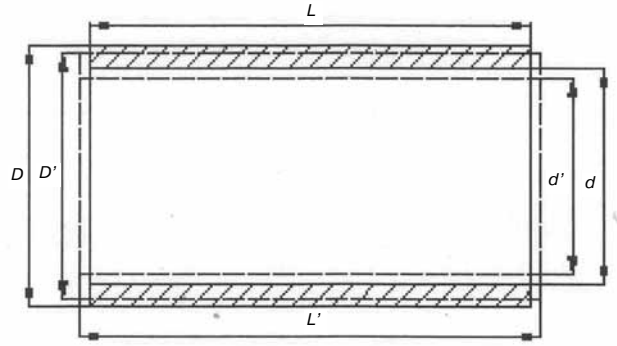

Рис. 2. Схема изменения линейных размеров гильзы цилиндра ТПД
D, *d*, *L* — соответственно наружный, внутренний диаметры, длина или высота гильзы цилиндра, *D′*, *d′*, *L′* — те же размеры после ТПД

внутренней цилиндрической поверхности методом ТПД. (рис. 1).

Все три способа на рис. 1 по своей сути близки и характеризуются созданием движущегося градиента температуры вдоль оси гильзы. Технологически наиболее удобной является схема с размещением индуктора и спрейера с наружной цилиндрической поверхности гильзы. В результате ТПД в гильзе происходит перераспределение металла на внутреннюю изношенную поверхность (рис. 2).

Общий вид установки для термопластического деформирования (ТПД) гильзы цилиндра дизеля показан на рис. 3. Вид восстанавливаемой гильзы цилиндра в процессе ТПД показан на рис. 4.

При внутреннем диаметре гильзы цилиндра 100–130 мм величина остаточного перемещения внутренней цилиндрической поверхности составляет 0,7–1,3 мм, что достаточно при величине износа зеркала гильзы, равной 0,3 мм, величине коробления после ТПД 0,1 мм и припуске на механическую обработку 0,3 мм.

Отличительной особенностью процесса ТПД методом создания движущегося градиента температуры вдоль оси является нагрев детали ниже точки Ac_1 на 20–30 °С. ТПД осуществляли при перемещении гильзы относительно индуктора со скоростью 2,0–2,5 мм/с при непрерывном охлаждении водяным душем.

Нагрев проводился на установке ТВЧ петлевым индуктором и последующим охлаждением водой кольцевым спрейером. Мощность генератора установки ТВЧ — 100 кВт. Частота вращения гильзы 30–50 об/мин.

Если после одного цикла ТПД величина остаточной деформации внутренней цилиндрической поверхности гильзы составляла $\Delta d = 0{,}7–1{,}3$ мм, то после двух циклов $\Delta d = 1{,}1–1{,}9$ мм.

После ТПД происходит уменьшение как внутреннего, так и наружного диаметров гильзы. Для восстановления наружных посадочных поясков гильзы необходимо осуществить их наращивание на величину слоя толщиной 1,5–2,0 мм.

Это можно выполнить способом электродугового напыления с использованием стандартных режимов как стальной, так и алюминиевой проволокой.

После получения припусков на механическую обработку внутренней поверхности гильзы цилиндра осуществляют растачивание и хонингование поверхности. Затем проводят механическую обработку наружных поверхностей гильзы на токарно-винторезном станке.

Технология восстановления наружных цилиндрических поверхностей методом ТПД хорошо апробирована на поршневых пальцах автотракторных дизелей.

На рис. 5 представлены схемы: *а*) способа восстановления наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев ТПД и *б*) изменения линейных размеров поршневого пальца.

Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев при термопластическом деформировании (ТПД) показан на рис. 6.

Поршневой палец, изготовленный из цементуемой стали 12ХН3А, нагревают в индукторе установки ТВЧ объемно до температуры фазовых превращений 840–860 °С, а затем зажимают по

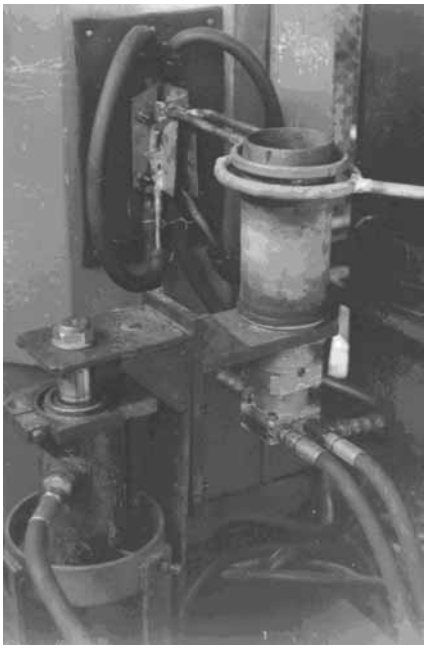

Рис. 3. Общий вид установки ТПД гильзы цилиндра дизеля



Рис. 4. Вид восстанавливаемой гильзы цилиндра в процессе ТПД

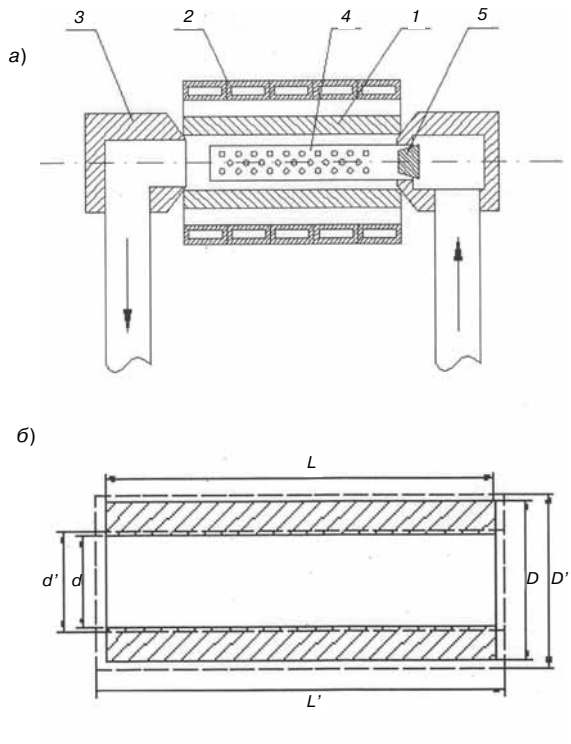

Рис. 5. Схемы: *а* — способа восстановления наружной цилиндрической поверхности поршневых пальцев ТПД; *б* — изменения линейных размеров поршневого пальца:

1 — поршневой палец, *2* — индуктор, *3* — втулка, *4* — спрейер, *5* — гидроклапан, *D*, *d*, *L*, — соответственно наружный диаметр, внутренний диаметр, длина или высота поршневого пальца, *D′*, *d′*, *L′* — те же размеры после ТПД

торцам на установке ТПД и охлаждают водяным душем изнутри посредством спрейера, вставляемого во внутреннюю полость пальца. При этом получают остаточную деформацию — увеличение наружного диаметра, равного 45−50 мм на ΔD = 15 мм и длины 100 мм ΔL = 0,3 с одновременной поверхностной закалкой цементованного слоя, что достаточно для компенсации износа и создания припуска на шлифование.

Затем поршневые пальцы подвергают шлифованию наружной цилиндрической поверхности на бесцентрово-шлифовальном станке и торцы пальцев на плоско-шлифовальном станке. При помощи специальной оснастки снимают наружную и внутреннюю фаски.

Разработанные технологии восстановления и упрочнения деталей ТПД обеспечивают качество восстановления по геометрическим параметрам, физико-механическим и эксплуатационным свойствам на уровне не ниже новых деталей.

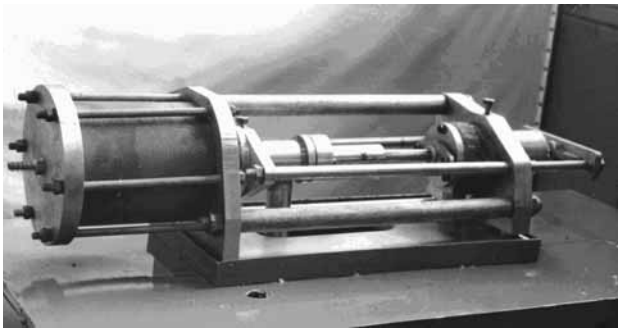

Рис. 6. Общий вид устройства для охлаждения поршневых пальцев ТПД

Следует отметить, что ТПД — перспективный способ восстановления деталей, позволяющий восстанавливать цилиндрические поверхности стальных и чугунных деталей. Способ может быть широко использован как ремонтными предприятиями, занимающимися восстановлением изношенных деталей, так и машиностроительными заводами для устранения брака механической обработки. Особенно целесообразно развитие этой технологии для тепловозных и судовых дизелей.

Литература

1. *Голубев И.Г., Носихин П.И., Фадеев А.Ю.* Опыт импортозамещения запасных частей зарубежной сельскохозяйственной техники. — М. : ФГНУ «Росинформагротех», 2010. — 32 с.

2. *Спиридонов Ю.Н., Рукавишников Н.Ф.* Ремонт судовых дизелей. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Транспорт, 1989. — 288 с.

3. *Молодцов Н.С.* Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. — М. : Транспорт, 1988. — 182 с.

4. *Хромов В.Н.* Упрочнение и восстановление наружных и внутренних поверхностей деталей типа «полый цилиндр» термопластическим деформированием // Изобретатели — машиностроению. — 2012. — № 12 (99). — С. 9−14.

5. *Хромов В.Н., Сенченков И.К.* Термоупругопластическое деформирование металла: Восстановление деталей машин. Орел. : ОрелГТУ, 2002. — 219 с.

6. *Хромов В.Н.* Упрочнение и восстановление деталей дизелей термоупругопластическим деформированием при производстве и ремонте машин // Тяжелое машиностроение. — 2005. — № 4. — С. 15−17.

7. *Хромов В.Н.* Влияние упрочнения деталей на дорожно-транспортные происшествия транспортных средств при их эксплуатации на примере восстановления гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания // Упрочняющие технологии и покрытия — 2014. — № 2. — С. 44−47.

1 февраля 2016 г. ушел из жизни
заведующий кафедрой «Поршневые двигатели»
Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана,
доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки Российской Федерации

Николай Антонович Иващенко



Николай Антонович Иващенко известен профессиональному сообществу двигателестроителей России как крупный специалист в области моделирования процессов в высокофорсированных двигателях внутреннего сгорания. Им опубликовано более 200 научных работ, в числе которых монографии, учебники, учебно-методические пособия.

Под его руководством были внедрены в учебный процесс кафедры «Поршневые двигатели» МВТУ им. Н.Э. Баумана средства автоматизированного проектирования и автоматизации научных исследований ДВС. При непосредственным участии Н.А. Иващенко разработаны уникальные пакеты программ для моделирования тепловых процессов в поршневых двигателях, которые широко используются при проектировании и доводке двигателей по заказам ведущих двигателестроительных заводов России и стран СНГ, а также в учебном процессе высших учебных заведений страны.

На всем протяжении своей научно-педагогической деятельности проф. Иващенко читал лекции по профилирующим дисциплинам студентам МВТУ им. Н.Э. Баумана. Под его руководством подготовлено 10 кандидатов и 2 доктора технических наук. В качестве председателя учебно-методической комиссии по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» руководил разработкой Государственных образовательных стандартов по подготовке бакалавров, магистров и специалистов по направлению «Энергомашиностроение», учебных планов, типовых программ, квалификационных характеристик инженеров по профилирующей специальности.

Н.А. Иващенко был членом диссертационных советов, редакционных коллегий специализированных научных журналов и сборников, председателем УМК по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» УМО по образованию в области электротехники и энергетики, членом экспертного Совета ВАК России, действительным членом Академии проблем качества Российской Федерации.

Коллектив кафедры поршневых двигателей МВТУ им. Н.Э. Баумана и редакция журнала «Двигателестроение»
скорбят в связи с уходом из жизни крупного ученого в области двигателестроения,
воспитателя многих поколений научных работников и инженеров-двигателистов
и будут помнить его как очень доброжелательного, отзывчивого человека.

Светлая память о Николае Антоновиче Иващенко
сохранится в сердцах сотрудников кафедры
и всех, кто его знал.

УДК 621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРЕНИЯ В ДИЗЕЛЕ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Публикуется перевод докдада, сделанного на конгрессе CIMAC–2013 г. и посвященного исследованию горения в дизелях с частичным предварительным смешением (PPC). Это относительно новая технология, позволяющая снизить уровень вредных выбросов дизеля за счет регулирования угла задержки самовоспламенения для повышения гомогенности воздушно-топливной смеси. Эксперименты проводились на опытном одноцилиндровом двигателе EVE в лаборатории ДВС университета г. Аалто (Aalto University), Финляндия. Размер цилиндра опытного двигателя позволяет распространить результаты исследования на крупные двигатели, использующие процесс PPC. С помощью модели изучено влияние на рабочий процесс таких факторов, как угол начала впрыска, длительность впрыска, давление впрыска и угол распыла. Показано, что оптимизация указанных параметров позволит существенно сократить выбросы окислов азота и сажи. Дальнейшее улучшение экологических показателей возможно при совместном использовании PPC и EGR.

Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРЕНИЯ С ЧАСТИЧНЫМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ СМЕШЕНИЕМ (PPC) В СУДОВОМ ДИЗЕЛЕ ПРИ ЧАСТИЧНОЙ НАГРУЗКЕ

Kendra Shrestha, Ossi Kaario, Martti Larmi, Teemu Sarjovaara, Matteo Imperato, Aalto University of Technology, Финляндия

Реферат

На протяжении многих десятилетий дизельный двигатель в автомобильной промышленности считался наиболее мощным, экономичным и эффективным источником энергии. Однако работа дизеля порождает целый ряд экологических проблем, решение которых требует значительных усилий конструкторов и исследователей. За последние годы был разработан ряд методов, позволяющих снизить уровень вредных выбросов дизельных двигателей. Одним из новейших и наиболее перспективных методов снижения выбросов считается сжигание с частичным предварительным смешением (Partially Premixed Combustion — PPC).

Идея метода состоит в регулировании угла задержки самовоспламенения для повышения гомогенности (однородности) воздушно-топливной смеси. PPC повышает качество сгорания, способствуя снижению выбросов сажи и окислов азота. В докладе приводятся итоги проверки (валидации) математических моделей по результатам натурных измерений, а также анализ процессов соударения топливного факела со стенками камеры сгорания и испарения топлива в режиме PPC при разных углах начала впрыска. Выполнено исследование корреляции между временем начала впрыска и распределением паров топлива при соударении факела со стенками камеры сгорания.

Эксперименты проводились на опытном одноцилиндровом двигателе EVE с диаметром цилиндра 200 мм в лаборатории ДВС университета г. Аалто (Aalto University), Финляндия. Диаметр цилиндра опытного двигателя позволяет распространить результаты исследования на крупные двигатели, использующие процесс PPC. Моделирование производилось с использованием коммерческого программного пакета STAR CD. Рассматривались возможности варьирования различных параметров впрыска для ослабления эффекта удара струи топлива о стенку и улучшения смесеобразования в целях повышения качества процесса сгорания и снижения вредных выбросов. Показаны данные о влиянии угла начала впрыска топлива на дальнобойность топливного факела и на распределение паров топлива в объеме камеры сгорания. Для оценки роли раннего впрыска был выполнен анализ влияния угла начала впрыска топлива на среднюю плотность и среднюю температуру заряда, долю испарившихся капель топлива, а также дальнобойность топливного факела. В качестве основных факторов, влияющих на рабочий процесс в режиме PPC, были исследованы следующие параметры: угол начала впрыска, длительность впрыска, давление впрыска и угол распыла. Рассмотрен характер влияния каждого из этих факторов на рабочий процесс. При исследовании распределения паров топлива по объему камеры сгорания рассматривались различные варианты многофазного впрыска, в том числе возможности применения EGR для управления температурой смеси, что позволяет изменять угол начала впрыска в более широком диапазоне.

Введение

Снижение вредных выбросов входит в число важнейших и в то же время наиболее трудных задач, стоящих перед двигателестроителями. За последние годы был разработан и внедрен ряд технологий, направленных на снижение вредных выбросов от двигателей внутреннего сгорания.

Относительно новым и наиболее перспективным методом снижения выбросов является сжигание топлива с частичным предварительным смешением (Partially Premixed Combustion — PPC). Сжигание с частичным предварительным смешением можно рассматривать как частный случай низкотемпературного сгорания (Low Temperature Combustion — LCT) — процесса, в котором используется высокая степень рециркуляции отработавших газов (Exhaust Gas Recirculation — EGR) в сочетании с управляемым впрыском. При этом закон впрыска подбирается таким образом, чтобы обеспечивалась задержка самовоспламенения, достаточная для хорошего смешения топлива с воздухом до начала горения. Метод PPC позволяет существенно снизить выбросы NO_x и дымность. При этом рабочий процесс более управляем, чем при использовании HCCI [1].

Нельзя при этом забывать, что топливо является невозобновляемым источником энергии. Поэтому с учетом роста мирового населения и индустриализации жизни становится понятным огромное значение, которое всегда придавалось экономии топлива.

В настоящее время ведутся интенсивные исследования технологий впрыска и горения топлива, которые обеспечивают минимальный уровень вредных выбросов. Применение технологии PPC сталкивается с определенными проблемами, в числе которых — соударение струи топлива со стенкой гильзы цилиндра в результате раннего впрыска. Это приводит к росту расхода топлива, выбросу несгоревших углеводородов и разжижению смазочного масла. С точки зрения повышения эффективности рабочего процесса желательно позднее самовоспламенение рабочей смеси. Преждевременное самовоспламенение, происходящее до ВМТ, приводит к росту выбросов NO_x и снижению мощности. Отсюда становится понятным, насколько важен правильный выбор закона предварительного впрыска для оптимизации рабочего процесса и снижения вредных выбросов.

Проводятся также интенсивные исследования, направленные на предотвращение соударения топливного факела со стенками камеры сгорания за счет изменения ориентации факела и формы камеры в поршне [2]. Чем больше угол распыла (раскрытия факела), тем больше вероятность соударения струи топлива со стенкой при использовании раннего впрыска пилотного топлива (Early Pilot Injection — EPI) [3]. Усиленная турбулизация факела также должна учитываться при анализе проблем, связанных со взаимодействием топливного факела и стенкой цилиндра [4, 5]. Неоднократно предпринимались попытки объединения сужения угла распыла с использованием EGR, чтобы избежать удара факела о стенку втулки цилиндра, чтобы и добиться лучшего смешения топлива с воздухом [6]. В работе Genzale и др. [7] исследовалось влияние геометрии камеры сгорания на однородность воздушно-топливной смеси. Авторы выяснили, что увеличение диаметра камеры в поршне (до 80 % диаметра поршня) ведет к тому, что богатая смесь концентрируется, в основном, в центре камеры сгорания, не достигая стенок и зоны взаимодействия факела со стенками.

В работе Abdhullah и др. [8] исследовалось влияние давления топлива в многоступенчатом впрыске на рабочий процесс. Показано, что увеличение давления впрыска способствует значительному улучшению показателей двигателя и снижению вредных выбросов. Для дальнейшего снижения выбросов была успешно применена рециркуляция отработавших газов (EGR).

Как показано в работе Seung и др. [9], большой угол распыла (обычно применяемый на практике) предпочтителен для одиночного впрыска, если впрыск производится в конце такта сжатия. При этом основная часть топлива сосредоточена внутри камеры в поршне. Уменьшение угла распыла в данном случае приводит к тому, что топливный факел бьет прямо в стенку камеры в поршне. Поэтому малый угол распыла топлива предпочтителен для улучшения гомогенизации смеси в случае раннего пилотного впрыска (EPI).

В работе Jesus и др. [10] изучался процесс горения с частичным предварительным смешением раннего пилотного впрыска. Исследование выполнено при использовании поршней двух типов, отличающихся геометрией камеры сгорания (цилиндрической формы и открытой), при малом угле распыла. Учитывая недостатки процесса EPI (соударение факела топлива со стенкой цилиндра и камеры в поршне и разжижение масла) при одиночном впрыске (обычно вблизи ВМТ), авторы использовали метод так называемого улучшенного одиночного впрыска (Advanced Single Injection), когда одиночный впрыск выполняется несколько позже, чем EPI. При этом было достигнуто заметное снижение дымности отработавших газов, хотя выбросы NO_x оставались на прежнем уровне.

В работе Boot и др. [11] было исследовано влияние соударения топливного факела со стенками цилиндра и камеры в поршне на выбросы углеводородов (Unburnt Hydrocarbon Emissions — UHC) при использовании одиночного впрыска в режиме PPC. Для снижения орошения стенок топливом авторы изменяли температуру воздуха на входе, температуру топлива, давление воздуха на входе и давление топлива.

В работе Iwabunchi и др. [12] исследовалась система с предварительным пилотным впрыском, в которой формирование обедненной смеси было замедлено. Как оказалось, струя топлива имеет тенденцию «притягиваться» к стенкам цилиндра и камеры сгорания. Для предотвращения указанного эффекта была создана и испытана форсунка с коротким факелом. В результате удалось улучшить диспергирование топлива, повысить тонкость распыла и сократить период впрыска. При этом выбросы NO_x значительно снизились, однако расход топлива несколько увеличился.

В работе Ra и др. [13] исследовались возможности системы впрыска, формирующей факел переменной геометрией (Variable Geometry Spray), что позволило менять угол распыливания на такте сжатия. За счет этого удалось эффективно регулировать момент самовоспламенения и устранить попадание топлива на стенки.

Из приведенного выше краткого обзора можно сделать вывод, что в двигателе с PPC улучшение показателей рабочего процесса может быть достигнуто за счет совершенствования системы впрыска и оптимизации формы камеры в поршне. Напомним, что в обычных системах впрыска возможно значительное повышение локальных концентраций топлива в отдельных зонах и разжижение масла из-за попадания топлива на стенку цилиндра, что повышает уровень вредных выбросов. Поэтому целью настоящей работы было обеспечение высокой однородности воздушно-топливной смеси в режиме PPC и предотвращение попадания топлива на стенку цилиндра до начала сгорания.

Опытный двигатель

Основные характеристики двигателя

Исследования были выполнены на одноцилиндровом отсеке так называемого оптимального двигателя (Extreme Value Engine — EVE) в лаборатории ДВС университета Аалто. Диаметр цилиндра опытного двигателя, равный 200 мм, позволяет обобщить результаты исследования на крупные двигатели, использующие принцип PPC. Отсек EVE является среднеоборотным дизелем с широкими возможностями настройки и изменения конфигурации, что позволяет работать при различных значениях рабочих параметров, включая параметры впрыска. Основные характеристики двигателя EVE приведены в табл. 1. Двигатель рассчитан на давление в цилиндре до 300 бар [14].

Таблица 1

Технические характеристики двигателя

Число цилиндров	1
Ход поршня, мм	280
Диаметр цилиндра, мм	200
Длина шатуна, мм	614
Число клапанов	4
Скорость двигателя, об/мин	900
Диаметр соплового отверстия, мм	0,36
Число форсунок	9
Угол распыла	153°

Расчетная матрица

Расчетная матрица для двигателя EVE показана на рис. 1. Модель двигателя включает 9 форсунок, расположенных равномерно по окружности в головке цилиндра. Таким образом, камера сгорания

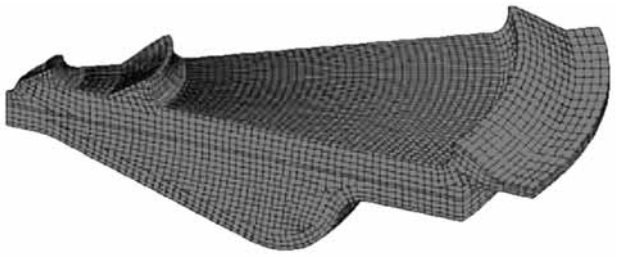

Рис. 1. Расчетная матрица для аэродинамической модели рабочего процесса в районе ВМТ

разбита на 9 секторов по 40° с индивидуальными граничными условиями. Модель точно воспроизводит все геометрические особенности камеры сгорания, включая головку цилиндра, камеру в поршне и зону смешения. В компьютерной модели сохранена реальная геометрическая степень сжатия. Общее число ячеек матрицы моделирования в НМТ равно 185 665. На такте сжатия слой ячеек деформируется. В подпрограмме Event пакета Star CD часть слоев матрицы удаляется, для того чтобы размеры ячеек на такте сжатия соответствовали размерам ячеек головки цилиндра и камеры в поршне вблизи ВМТ. В ВМТ общее число ячеек сокращается до 32 800.

Модель турбулентности

Модель «k—эпсилон» основана на системе из двух уравнений. В модели уравнения переноса решаются относительно двух переменных — k и эпсилон, — характеризующих турбулентность потока. Уравнение «k—эпсилон» выводится из уравнения Навье—Стокса методом группового перенормирования [15]. Модель турбулентности, использованная в данном исследовании — это RNG-модель для переменных k—ε. В этой модели значения коэффициентов вычисляются с помощью (ReNormalization Group —RNG) анализа. Впервые данную модель применили Yakhot и Orszag. Метод основан на том, что коэффициенты уравнений находятся не эмпирическим методом, а с помощью RNG-анализа. Уравнение для мощности рассеяния представляет собой модификацию стандартного уравнения «k—эпсилон», тогда как

уравнение переноса кинетической энергии не меняется. Уравнение переноса кинетической энергии для турбулентного потока имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j k-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)= \\ =\mu_t(P+P_B)-\rho\varepsilon-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}, \quad (1)$$

а уравнение для мощности рассеяния:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\varepsilon-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)= \quad (2)$$
$$=C_{\varepsilon1}\frac{\varepsilon}{k}\left[\mu_t P-\frac{2}{3}\left(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\rho k\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right]+C_{\varepsilon3}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t P_B-C_{\varepsilon2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+$$
$$+C_{\varepsilon4}\rho\frac{\partial u_i}{\partial x_i}-\frac{C_\mu\eta^3\left(1-\frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1+\beta\eta^3}\frac{\rho\varepsilon^2}{k},$$

где $\eta = S(k/\varepsilon)$, η_0 и β — эмпирические коэффициенты.

Как видно из уравнения (2), в уравнении мощности рассеяния турбулентного потока добавился еще один член [16].

Валидация моделей двигателя и турбулентного потока была ранее выполнена Kaario и др. [17].

Модель процесса сгорания

Для моделирования процесса сгорания использован программный пакет DARS-TIF, основанный на моделях нестационарных процессов самовоспламенения и горения топлива в работах по химической кинетике. Процесс сгорания состоит из множества различных, но взаимосвязанных физических явлений. В их число входят турбулентный воздушный поток, впрыск топлива, испарение капель и сгорание. Для описания этих процессов необходимо иметь адекватные модели и, в частности, достаточно точную модель горения. Такая модель может быть построена с использованием программного пакета DARS-TIF, позволяющего имитировать все основные химические процессы и тем самым минимизировать стоимость моделирования [18].

Программный пакет DARS-TIF основан на флеймлет-методе. Флеймлетом называется элементарный очаг одномерного тонкого ламинарного пламени, находящийся в поле турбулентного потока. Для экономии времени счета моделирование химических реакций горения и гидродинамики ведется по отдельности. Задача горения напрямую не решается даже в простейшем случае ввиду слишком большого количества уравнений. Поэтому для прецизионного моделирования химических реакций используется функция переменной смешения (mixture fraction) и ее дисперсия. При этом решение вычисляется не для каждой ячейки, а для каждого значения переменной смешения (Z). Имеется специальная подпрограмма для детального моделирования химических процессов. Связь между обоими компонентами моделирования определяется скалярной мощностью рассеяния, которая в значительной мере характеризует турбулентность потока.

Модель процесса сгорания DARS-TIF основана на следующих уравнениях:

$$\rho\frac{\partial Y_i}{\partial\tau}=\rho\frac{\chi}{2}\left(\frac{\partial^2 Y_i}{\partial Z^2}\right)+\omega_i; \quad (3)$$

$$\rho\frac{\partial h}{\partial\tau}=\rho\frac{\chi}{2}\left(\frac{\partial^2 h}{\partial Z^2}+\frac{\partial p}{\partial t}-q\right), \quad (4)$$

где Y_i — массовая доля элемента i; ρ — плотность; τ — время флеймлета; Z — переменная смешения; ω_i — член уравнения, характеризующий химический компонент i; h — термохимическая энтальпия; p — давление и q — член уравнения, характеризующий потери тепла.

Скалярная мощность рассеяния определяется из уравнений:

$$\chi=2D\left(\frac{\partial Z}{\partial x_\alpha}\right)^2; \quad (5)$$

$$\chi=2\frac{\varepsilon}{k}Z'^2, \quad (6)$$

где Z' — диапазон изменения переменной смешения.

Используемое топливо — n-гептан, имеющий 209 разновидностей и вступающий в 2159 реакций. Проверка моделей горения DARS-TIF на дизеле была ранее выполнена Kaario и др. [19, 20].

Модель разрушения капель

Для имитации процесса разрушения капель была использована модель Reitz-Diwakar [21]. Согласно этой модели существуют два механизма разрушения капель под действием аэродинамических сил:

1) мешочный, при котором капля из-за неравномерности окружающего ее поля давления удлиняется в направлении более низкого давления и в конце концов разрывается, когда усилие от перепада давления преодолевает силу поверхностного натяжения;

2) разрывной, при котором часть жидкости как бы отрезается от капли или вырывается из ее поверхности.

На основе теории можно установить критерий, определяющий начало разрушения капли, и вычислить стабильный диаметр капли, а также построить временной график процесса

Модель удара струи в стенку

Для имитации удара струи в стенку используется модель Bai [22], построенная на основе

метода Лагранжа. Модель рассматривает ситуацию, когда температура стенки ниже точки кипения топлива. При этом влияние соседних капель и пограничного газового слоя на динамику удара считается пренебрежимо малым. Модель учитывает различие между «сухим» и «влажным» типами соударения. А именно: для первого характерны явления «притяжения», «растекания» и «разбрызгивания», для второго — «отскока», «растекания» и «разбрызгивания».

Опытная проверка расчетной модели

Опытная проверка (валидация) расчетной модели проводилась сравнением измеренных значений давления в цилиндре с теоретическими, полученными в результате моделирования. Валидация проводилась для случаев обычного (одиночного) впрыска и многофазного впрыска (валидация для режима PPC). В обоих случаях использовалась модель DARS-TIF. Результаты валидации представлены в табл. 2. На рис. 2 и 3 показаны сравнительные графики изменения давления в цилиндре для обоих случаев.

Таблица 2

Условия валидации

Конфигурация	Одиночный впрыск	Многофазный впрыск
Пилотный впрыск (начало впрыска до ВМТ)	–	30
Основной впрыск (начало впрыска до ВМТ)	4	4
Цикловая подача (мг/цикл)	657,1	652
Общее значение, л	1,98	2

В программе DARS-TIF смешение выражается через скалярную мощность рассеяния, которая является функцией градиента переменной смешения. В полностью однородной смеси градиент переменной смешения равен нулю. Обычно в таких условиях модель, основанная на градиенте переменной смешения, работает плохо. Однако в данном случае эта модель дает вполне удовлетворительные результаты. В случае многофазного впрыска (валидация для режима PPC) пик расчетного давления оказывается несколько выше, чем в эксперименте. Возможное объяснение заключается в том, что расчет дает несколько завышенное количество паров топлива пилотного впрыска.

Анализ удара струи о стенку и распределения паров топлива

Существующая система впрыска

Существующая форсунка двигателя EVE характеризуется конусом угла распыла топлива, равным 153° при диаметре сопловых отверстий 0,36 мм. Чтобы лучше понять механизм рабочего процесса с PPC, авторы начали работу с существующей системой впрыска без учета сгорания с тем, чтобы установить связь между законом впрыска и характером удара струи о стенку. Как оказалось, существующие параметры системы не являются оптимальными для режима PPC, поскольку, как показано на рис. 4, основная часть цикловой подачи сосредоточивается на периферии камеры сгорания. Поэтому при существующей системе впрыска двигателя EVE топливо

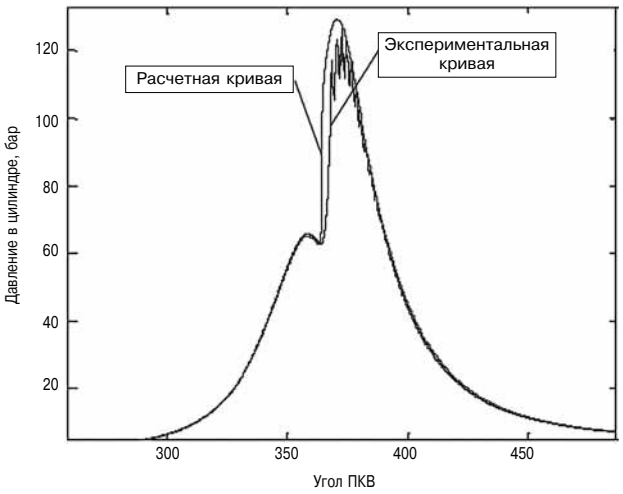

Рис. 2. Одиночный впрыск

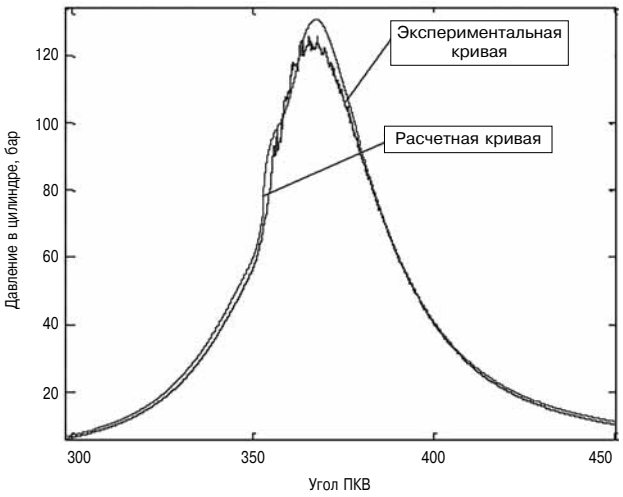

Рис. 3. Многофазный впрыск

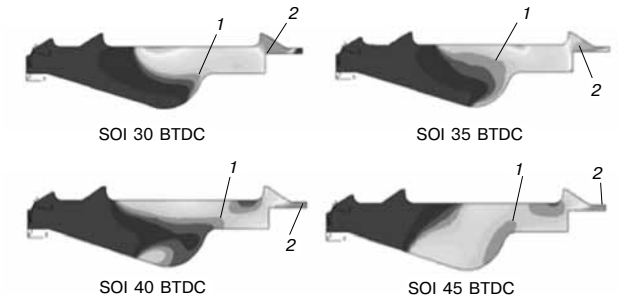

Рис. 4. Коэффициент избытка горючего в ВМТ в существующей системе впрыска, диапазон от 0 (область 1) до 0,5 (область 2)

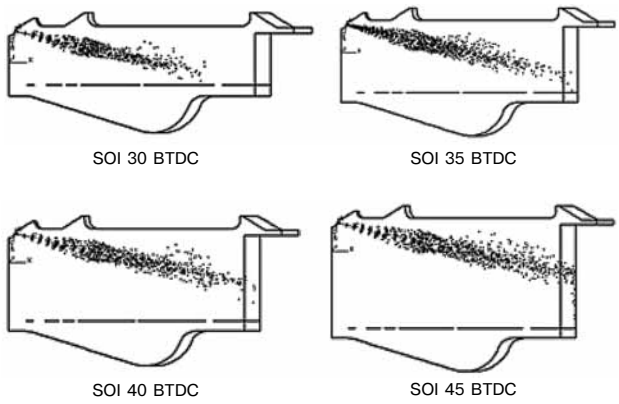

Рис. 5. Визуализация факела в точке 50 ПКВ после начала впрыска

концентрируется на периферии камеры сгорания при любом значении угла начала впрыска. На рис. 5 показана визуализация факела в точке 50 ПКВ после начала впрыска. Из рисунка видно, как меняется взаимодействие между факелом и стенкой цилиндра в зависимости от угла начала впрыска.

Итак, на данном этапе исследования установлено, что обычная конфигурация системы впрыска не обеспечивает достаточной однородности рабочей смеси. Она не препятствует удару факела о стенку, что приводит к повышению уровня вредных выбросов. Следовательно, в существующую систему необходимо было внести определенные изменения, суть которых изложена ниже.

РРС при существующей системе впрыска и при оптимальной геометрии поршня

Первоначально была сделана попытка повысить однородность смеси и устранить взаимодействие между факелом и стенкой, не изменяя существующую систему впрыска. В частности, угол распыла (между факелами) при этом оставался равным 153°. Для этого была оптимизирована форма камеры в поршне, чтобы получить более равномерное распределение паров топлива по ее объему. Моделирование было выполнено для трех вариантов камеры в поршне, которые сравнивались с исходным вариантом по показателю коэффициента избытка горючего в ВМТ. Каждый вариант моделировался при четырех значениях угла начала пилотного впрыска — 45, 40, 35 и 30 град ПКВ до ВМТ. Для сохранения значения степени сжатия объем камеры в поршне не изменялся. Сгорание при этом не учитывалось, так как целью эксперимента было выявить влияние геометрии камеры сгорания на однородность смеси при пилотном впрыске. На рис. 6 показаны формы камеры сгорания, исследуемые в данном эксперименте.

В части взаимодействия струи со стенкой и

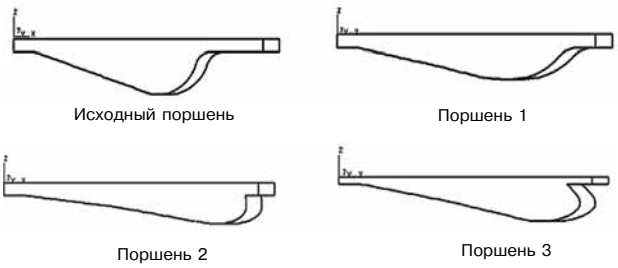

Рис. 6. Формы камеры сгорания

однородности рабочей смеси существенного улучшения не произошло. Предотвратить концентрацию топлива на периферии камеры сгорания не удалось.

Затем было проведено дополнительное моделирование для поршня типа 3 так, чтобы струя топлива направлялась непосредственно в более углубленную часть камеры в поршне, причем угол начала впрыска составлял 25 град ПКВ до ВМТ. Это позволило существенно снизить концентрацию паров топлива в периферийной части камеры сгорания. Из-за высоких значений температуры и давления пилотного топлива соударение струи со стенкой при этом отсутствовало. Данная конфигурация оказалось наиболее благоприятной для процесса впрыска основной порции топлива (вблизи ВМТ), которое попадает не столько на стенки цилиндра, сколько в камеру в поршне.

Влияние давления впрыска

Давление впрыска — один из основных параметров, влияющих на характеристики сгорания. В данном исследовании ставилась задача оценить влияние повышенного давления впрыска на распределение паров топлива и взаимодействие между факелом и стенкой. Моделировался процесс впрыска без сгорания для трех вариантов конфигурации форсунки. При этом объем пилотного топлива составил 30 % от полной цикловой подачи (707 мг/цикл), причем пилотный впрыск осуществлялся при 40 град ПКВ до ВМТ. Угол распыла между факелами был уменьшен до 100°.

1. Влияние давления впрыска на распределение паров топлива и смесеобразование

На рис. 7 показано распределение паров топлива в виде коэффициента избытка горючего при различных давлениях впрыска. Удовлетво-



Рис. 7. Коэффициент избытка горючего в ВМТ при различных давлениях впрыска, диапазон от 0 (область 1) до 0,55 (область 2)

рительное распределение было достигнуто при высоком (2260 бар) давлении впрыска и диаметре сопловых отверстий 0,25 мм. Следовательно, повышение давления впрыска до значений, обеспечивающих более тонкий распыл, позволяет существенно снизить рост концентрации топлива в периферийной области камеры и у ее стенок.

2. Влияние давления впрыска на испарение и распыл топлива

На рис. 8 показано влияние давления впрыска на дальнобойность топливного факела. Малый диаметр соплового отверстия и высокое давление впрыска — факторы, способствующие более тонкому распылу, и, следовательно, более интенсивному испарению топлива, поэтому соударение струи топлива со стенкой в данном случае отсутствует.

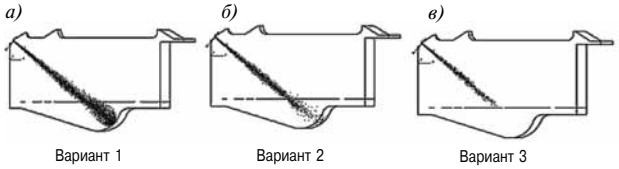

Рис. 8. Влияние давления впрыска на дальнобойность топливного факела

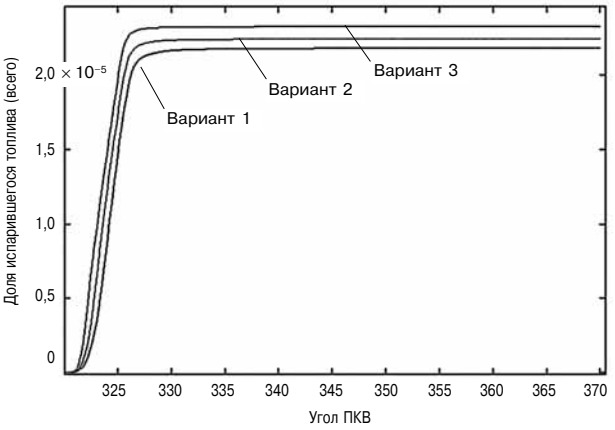

Рис. 9. Влияние давления впрыска на скорость испарения топлива

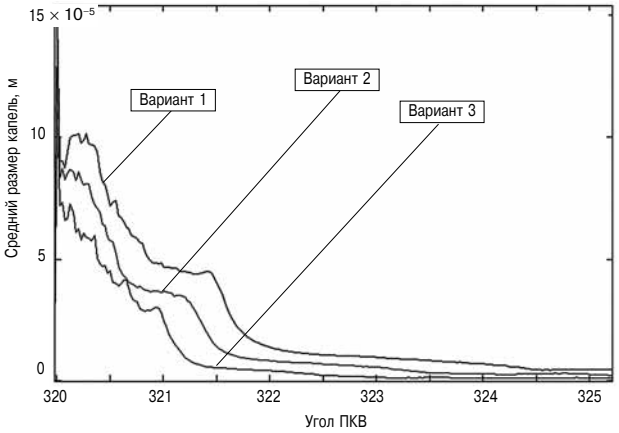

Рис. 10. Влияние давления впрыска на средний диаметр капли по Заутеру

На рис. 9 и 10 показано влияние повышения давления впрыска на скорость испарения топлива и на средний диаметра капли по Заутеру (SMD) соответственно для трех вариантов конфигурации распылителя форсунки. Следует отметить, что с повышением давления впрыска SMD уменьшается. Доля испарившегося топлива при этом увеличивается. При сокращении длительности впрыска скорость испарения топлива резко возрастает.

Диапазон изменения угла распыла с ростом давления впрыска

Устранение проблем, упомянутых в предыдущем разделе, потребовало определенных изменений в системе впрыска двигателя EVE. Для лучшей гомогенизации смеси и оптимального использования повышенного давления впрыска, а также для исключения контакта факела со стенкой, были проведены эксперименты с изменением следующих параметров: угол распыла между факелами, угол начала впрыска и давление впрыска. Были проверены два варианта с различными значениями давления впрыска, после чего была построена матрица моделирования с различными значениями угла распыла и угла начала впрыска.

Результаты визуализации однородности рабочей смеси при различных значениях угла распыла и угла начала впрыска показали, рабочая смесь стала более однородной, однако контакт факела со стенкой камеры в поршне и увлажнение цилиндровой втулки сохранились почти во всех моделируемых режимах, пока давления впрыска оставалось равным 1200 бар.

Для повышения тонкости распыла и скорости испарения капель было повышено давление впрыска за счет уменьшения диаметра сопловых отверстий до 0,31 мм. С ростом давления впрыска повысилась однородность смеси и уменьшилась

Таблица 3

Варианты конфигурации форсунки с повышенным давлением впрыска

Варианты	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Диаметр соплового отверстия, мм	0,34	0,30	0,25
Давление впрыска, бар	660	1090	2260

Таблица 4

Параметры лучших вариантов при изменении угла распыла

Варианты	Давление впрыска	Угол распыла	SOI/CAD
Вариант 1	2128	140	40
Вариант 2	2128		35
Вариант 3	2128	120	35
Вариант 4	2128		30

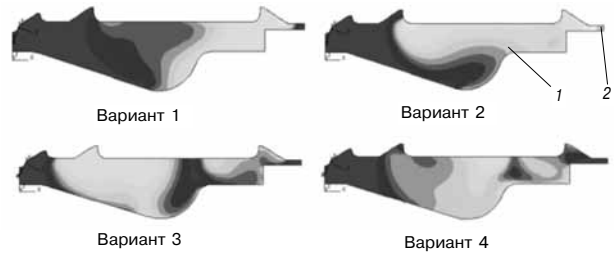

Рис. 11. Коэффициент избытка горючего в ВМТ для лучших вариантов, диапазон от 0 (область 1) до 0,5 (область 2)

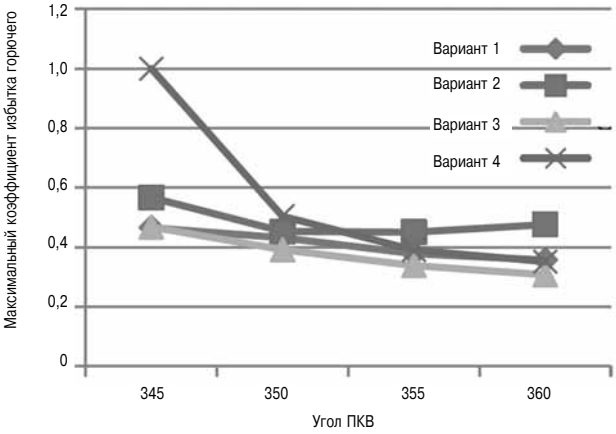

Рис. 12. Максимальный коэффициент избытка горючего для лучших вариантов при различных углах начала впрыска

длина факела. Результаты моделирования нескольких лучших вариантов показаны на рис. 11 и 12. Параметры систем впрыска для этих вариантов сведены в табл. 3 и 4 соответственно.

Влияние EGR

Влияние рециркуляции отработавших газов (EGR) на процесс сгорания в режиме PPC оказалось значительным. Вначале было выполнено исследование влияния EGR на средние значения температуры, давления и выбросов двигателя EVE при одинаковом впрыске топлива. Воздействие упомянутых параметров оценивалось относительно базового варианта (SOI 4 град ПКВ до ВМТ). Для имитации EGR при моделировании в качестве газа для рециркуляции использовался чистый азот. Степень рециркуляции рассчитывалась по формуле:

$$\text{EGR } \% = \frac{\text{Расход азота в системе EGR}}{\text{Общий расход газа через двигатель}}; \quad (7)$$

$$\text{EGR } \% = \frac{\dot{m}_{N2\text{EGR}}}{\dot{m}_{\tau ot}}.$$

При наличии EGR температура газов снижается, что влияет на задержку самовоспламенения и образование вредных веществ. Влияние степени рециркуляции моделировалось для трех случаев:

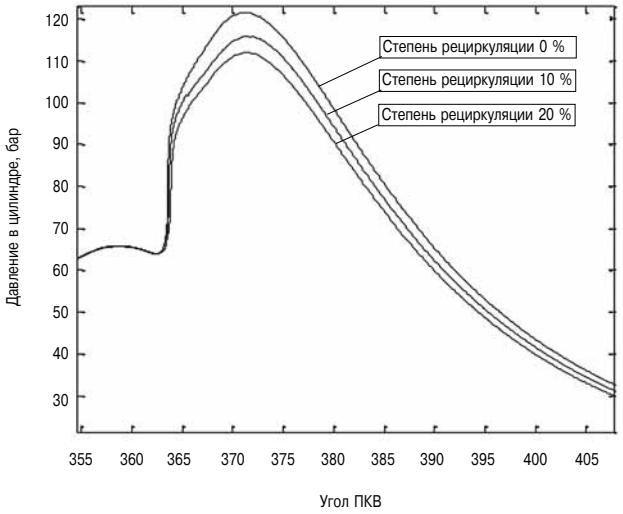

Рис. 13. Влияние степени EGR на величину среднего давления в цилиндре

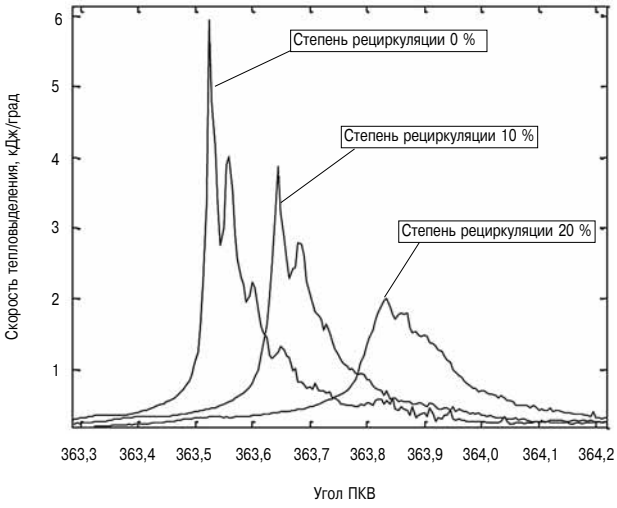

Рис. 14. Влияние степени рециркуляции на скорость тепловыделения (HRR)

I: рециркуляция отсутствует;

II: степень рециркуляции равна 10 %;

III: степень рециркуляции равна 20 %.

Влияние степени рециркуляции на среднее давление в цилиндре и скорость тепловыделения показаны на рис. 13 и 14, из которых видно, как меняется угол задержки самовоспламенения и скорость тепловыделения при увеличении степени EGR.

На рис. 15 и 16 показано влияние степени рециркуляции на выбросы NO_x и сажи. Из построенных графиков видно, что при увеличении степени рециркуляции выбросы NO_x значительно снижаются за счет снижения кислорода, доступного для окисления горючего, в результате чего температура сгорания падает. С другой стороны, при увеличении степени EGR растет

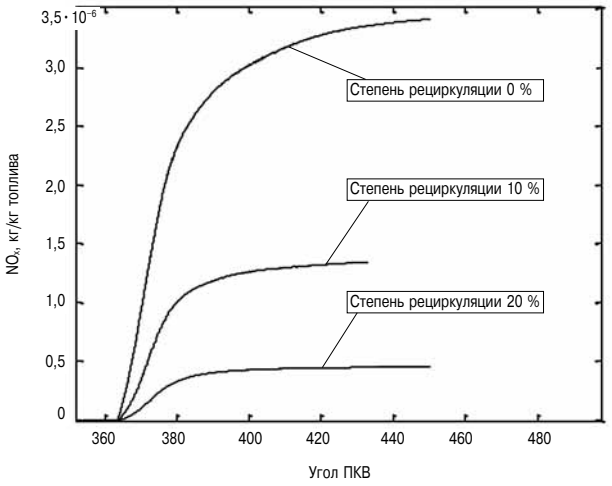

Рис. 15. Влияние степени рециркуляции на выбросы NO_x

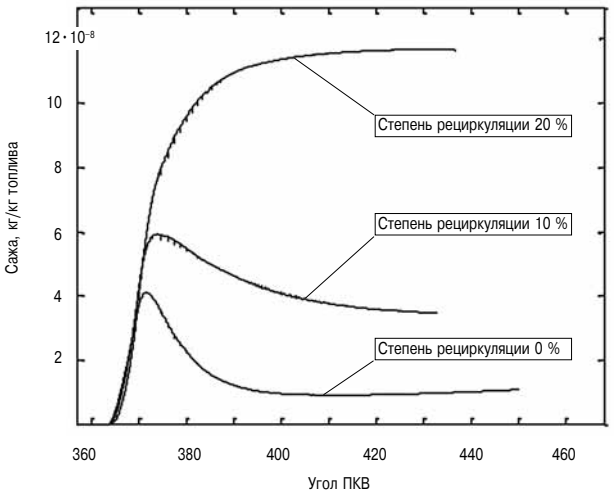

Рис. 16. Влияние степени рециркуляции на выброс сажи

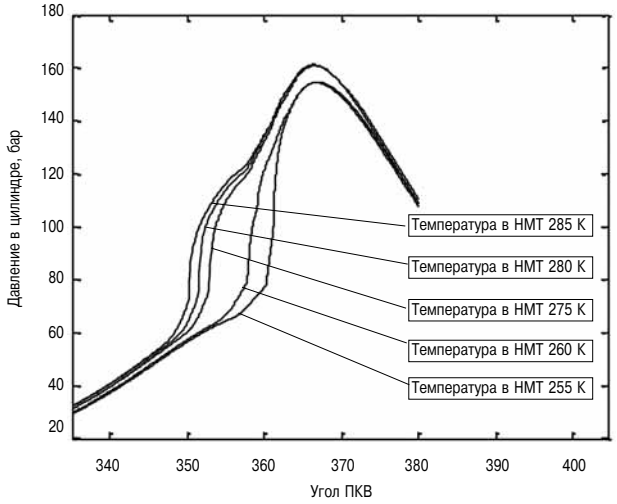

Рис. 17. Влияние начальной температуры смеси в НМТ на давление в цилиндре

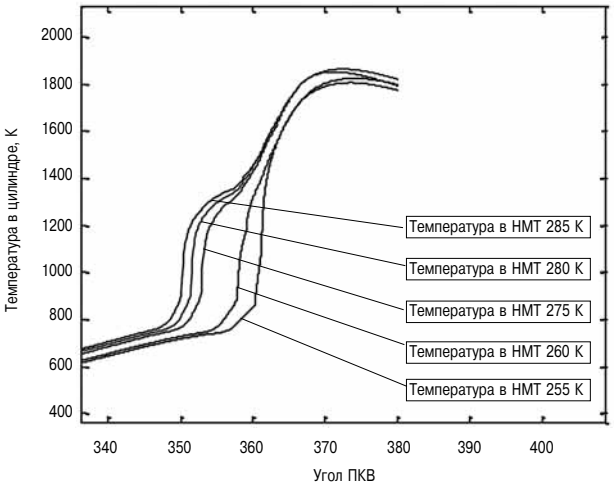

Рис. 18. Влияние начальной температуры смеси в НМТ на среднюю температуру в цилиндре

выброс сажи за счет увеличения подачи инертного газа (азота), что приводит к замедлению окисления горючего.

Анализ сгорания и образования вредных выбросов

Влияние начальной температуры на самовоспламенение

Исходная температура смеси оказывает значительное влияние на момент начала самовоспламенения. Рассмотрим этот эффект подробнее. На первом этапе моделирование работы системы выполнено в условиях, когда впрыск пилотного топлива происходит за 30 град ПКВ до ВМТ, а впрыск основной цикловой подачи топлива — за 4 град ПКВ до ВМТ.

На рис. 17 и 18 показано влияние начальной температуры смеси в НМТ на процесс сгорания. Как видно, увеличение начальной температуры смеси в НМТ приводит к сокращению задержки самовоспламенения. Следовательно, начальная температура смеси в НМТ может рассматриваться в качестве одного из средств управления моментом самовоспламенения Чем ниже начальная температура смеси в НМТ, тем больше задержка самовоспламенения.

Влияние давления впрыска и угла распыла

Моделировались четыре варианта конфигурации. За базу принят вариант РРС с началом впрыска за 30 град ПКВ до ВМТ. Объем пилотного впрыска при этом остается постоянным, а угол распыла и давление впрыска варьируются. Основной впрыск осуществляется за 4 град ПКВ до ВМТ, его объем также остается постоянным. Параметры впрыска приведены в табл. 4. Общая цикловая подача равна 652 мг, 37 % из которых приходится на пилотное топливо. Суммарный коэффициент избытка воздуха во всех случаях равен 2.

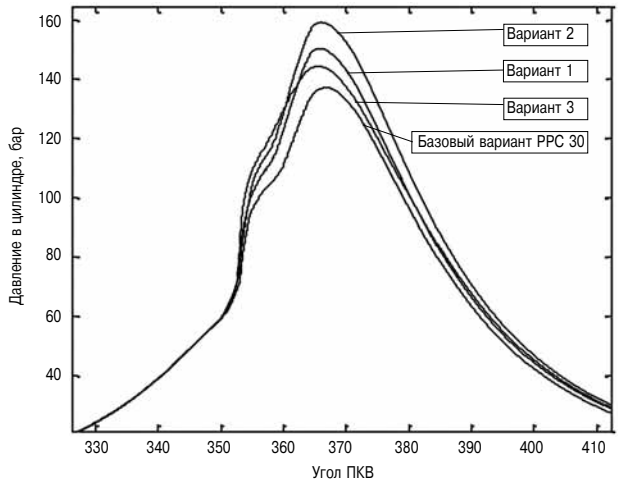

Рис. 19. Среднее давление в цилиндре

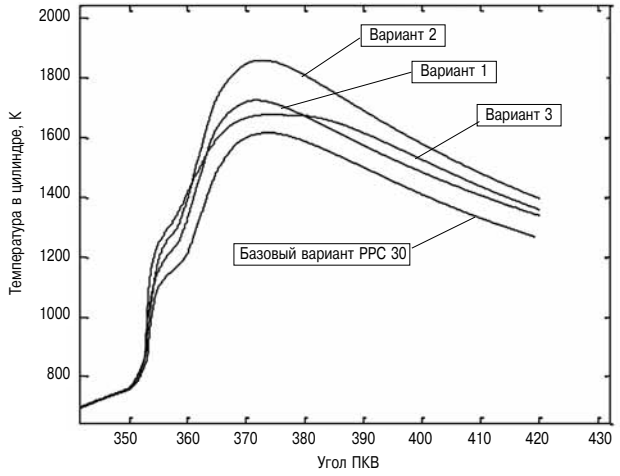

Рис. 20. Средняя температура в цилиндре

Таблица 5

Варианты параметров впрыска для анализа сгорания и образования вредных выбросов

Варианты	Давление впрыска, бар	Диаметр соплового отверстия, мм	Угол распыла	Угол начала впрыска град ПКВ до ВМТ
PPC 30	1200	0,36	153	30
Вариант 1	2182	0,31	140	40
Вариант 2	2182	0,31	140	35
Вариант 3	2182	0,31	120	30

На рис. 19 и 20 показаны средние значения давления и температуры в цилиндре в зависимости от параметров впрыска (табл. 5). Как видно, модель дает для экспериментальных вариантов более высокие пиковые значения обоих термодинамических параметров, чем при базовой настройке, поскольку давление впрыска увеличилось.

На рис. 21 и 22 показаны соответственно доля испарившегося топлива и средний диаметр капли по Заутеру (SMD) для пилотного впрыска. Как

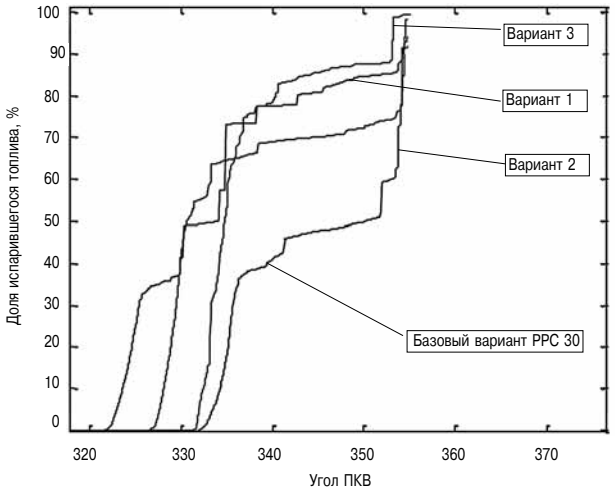

Рис. 21. Доля испарившегося топлива в %

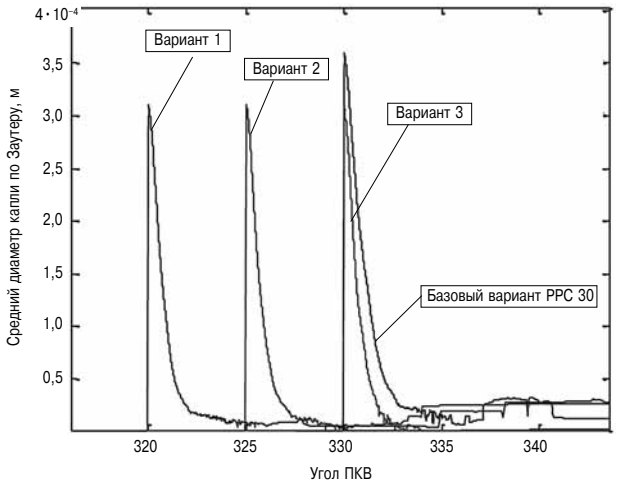

Рис. 22. Средний диаметр капли по Заутеру

видно из рисунков, доля испарившегося топлива сильно зависит как от давления впрыска, так и от угла начала впрыска. Средний диаметр капли также заметно зависит от давления впрыска, в то время как от угла начала впрыска он практически не зависит.

На рис. 23 и 24 показаны соответственно величины выбросов сажи и NO_x. Из графиков видно, что повышение давления впрыска и уменьшение угла распыла привели к существенному снижению выбросов сажи благодаря лучшему качеству смесеобразования. Повышение давления впрыска вызвало небольшое увеличение средней температуры в цилиндре, однако на выбросы NO_x это практически не повлияло. Дальнейшее снижение выбросов NO_x возможно за счет применения EGR.

Сравнивая варианты 2 и 3, следует отметить, что, хотя они отличаются только углом начала впрыска пилотного топлива, разница в уровне выбросов сажи очень заметна. Это объясняется

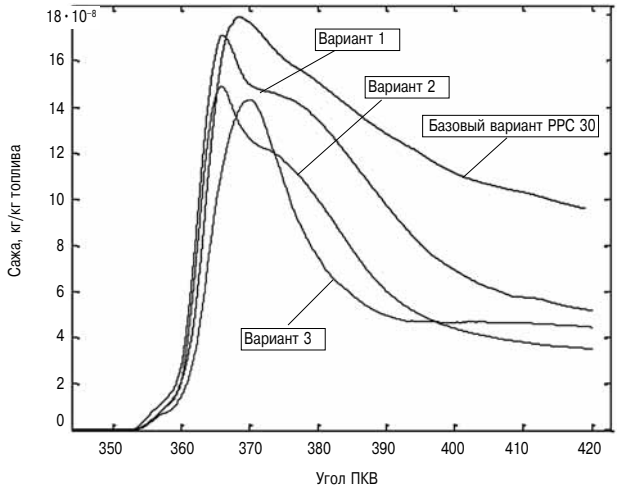

Рис. 23. Средние значения выбросов сажи

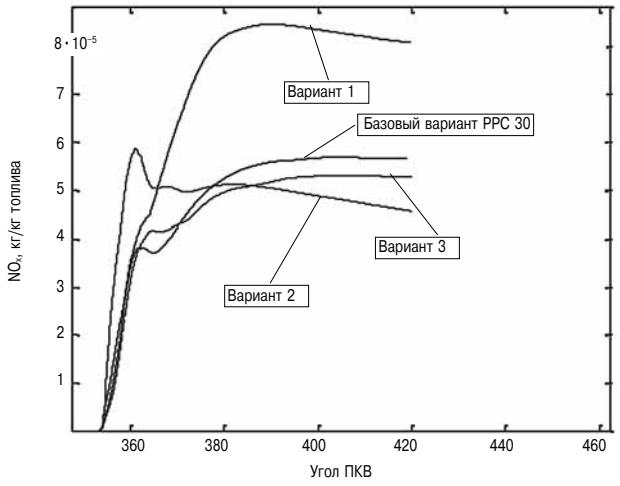

Рис. 24. Средние значения выбросов NO_x

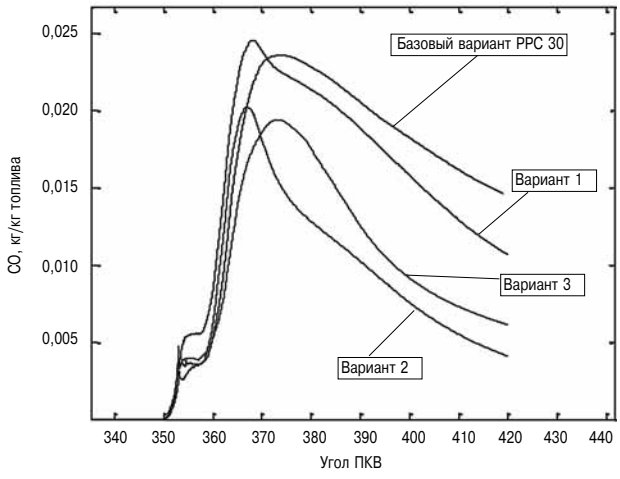

Рис. 25. Средние значения выбросов CO

разницей в концентрации паров топлива на периферии камеры сгорания. Благодаря более позднему пилотному впрыску вариант 2 обеспечивает лучшее качество воздушно-топливной смеси по сравнению с вариантом 1, что способствует снижению выброса сажи.

Как видно из рис. 25, выбросы CO во всех опытных вариантах снижены по сравнению с базовым вариантом PPC 30. Большое количество несгоревшей CO в базовом варианте свидетельствует о низкой эффективности сгорания.

Реализация EGR

Далее рассмотрены два опытных варианта системы PPC с EGR в сравнении с базовым вариантом, а также с вариантом без EGR. В состав газа, эмитирующего рециркуляцию, входят следующие компоненты: O_2, CO_2, H_2O, CO, H_2 и N_2. При моделировании EGR воздух заменяется газами, имеющими состав приведенный в табл.

Таблица 6

Состав газа, направляемого на рециркуляцию

Газ	Относительная доля
O_2	0,199493
CO_2	2,59E-02
H_2O	1,23E-02
CO	6,00E-04
H_2	2,60E-05
N_2	0,761708

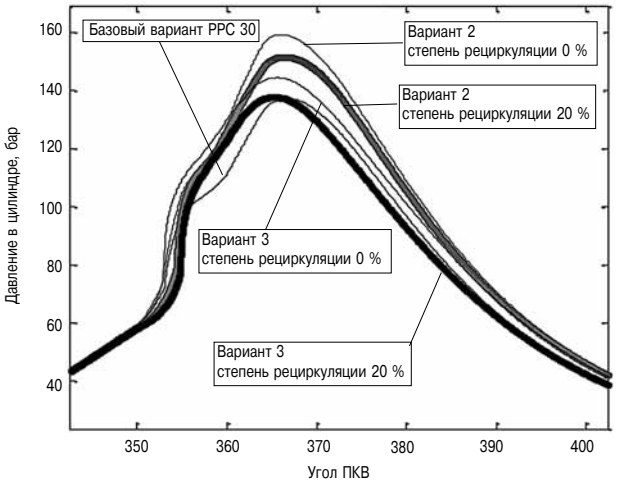

Рис. 26. Среднее давление в цилиндре

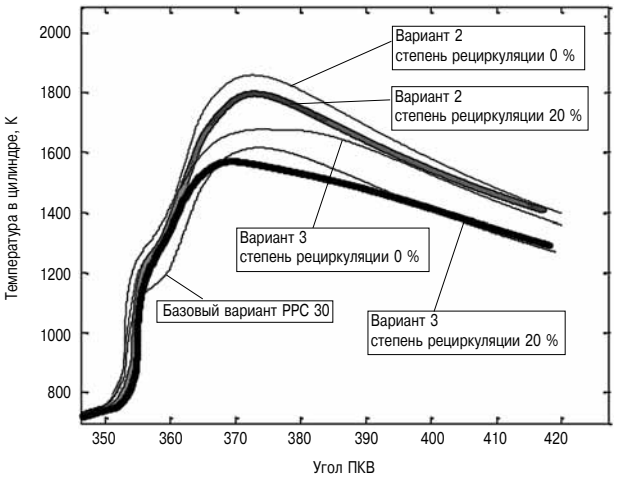

Рис. 27. Средняя температура в цилиндре

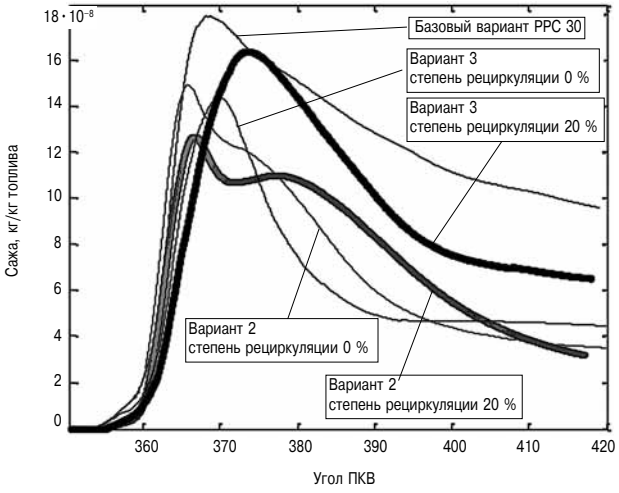

Рис. 28. Средние значения выбросов сажи

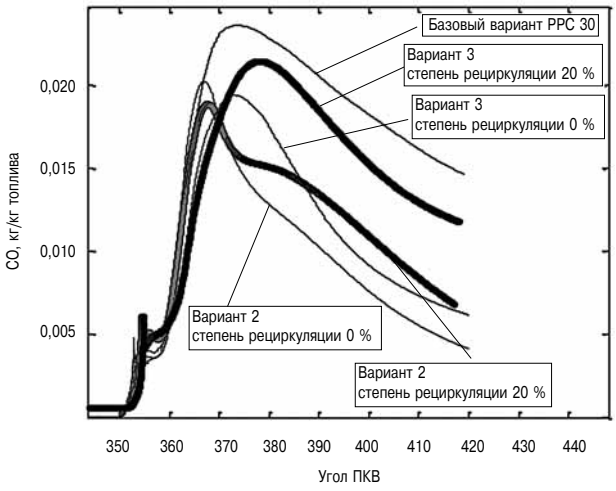

Рис. 30. Средние значения выбросов CO

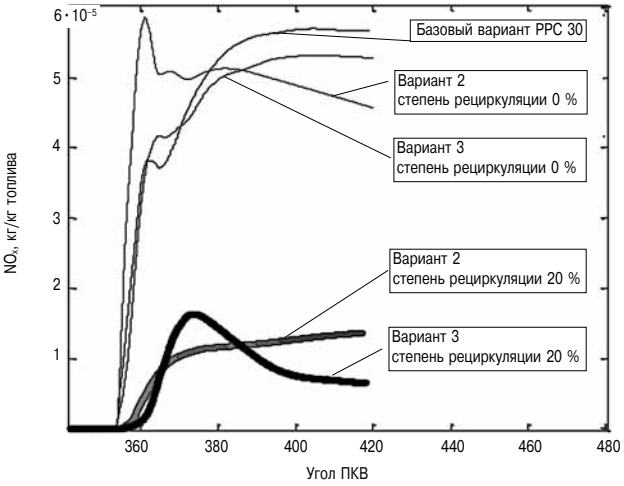

Рис. 29. Средние значения выбросов NO_x

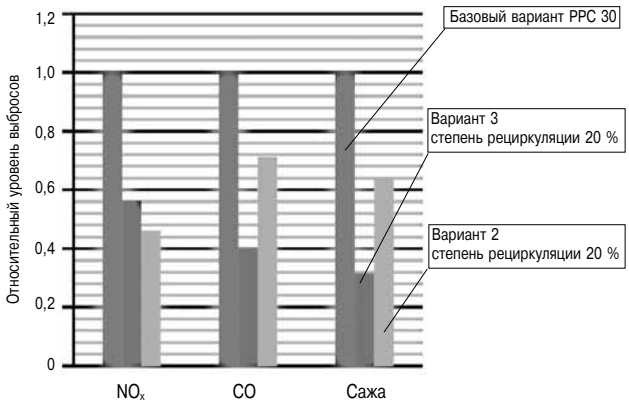

Рис. 31. Сравнение выбросов для опытных и базового вариантов

6, при этом соответственно снижается коэффициент избытка воздуха. Чем выше обогащение смеси азотом (при снижении содержания O_2), тем выше степень рециркуляции. В вариантах 2 и 3 (см. табл. 5) принята степень рециркуляции 20 %, что позволяет оценить влияние EGR на термодинамические параметры и выбросы вредных веществ.

На рис. 26 и 27 показаны расчетные кривые изменения средних значений давления и температуры для опытных вариантов с EGR, базового варианта и варианта без EGR.

На рис. 28–30 показаны усредненные значения выбросов сажи, NO_x и CO. Как показали результаты моделирования, применение EGR дает лишь незначительное снижение выбросов сажи, в то время как снижение выбросов NO_x вполне ощутимо.

Как видно из рис. 31, оптимизация параметров впрыска позволила снизить выбросы по сравнению с базовым вариантом примерно на 40 %.

Выводы

Испарение топлива и взаимодействие факела со стенками

1. Анализ распределения паров воздушно-топливной смеси и взаимодействия факела со стенками свидетельствует о том, что параметры впрыска и форма камеры в поршне, заложенные в существующей конструкции двигателя EVE, не обеспечивают эффективной работы в режиме PPC, и должны быть оптимизированы.

2. Существующая система впрыска характеризуется такими явлениями, как концентрация значительной части топлива на периферии камеры сгорания и соударение топливного факела с ее стенками, что отрицательно влияет на качество рабочего процесса.

3. Результаты моделирования показывают, что к основным факторам, влияющим на качество воздушно-топливной смеси, относятся угол начала впрыска пилотного топлива и положение поршня в этот момент.

4. Выполнено исследование влияния повышенного давления впрыска на различные параметры процесса.

5. Большое влияние на качество воздушно-топливной смеси оказывает угол конуса распыла, а увеличение давления впрыска способствует повышению дисперсии капель топлива и ускоряет их испарение. Оптимизация этих параметров позволяет существенно уменьшить или полностью исключить соударение топливного факела со стенками камеры сгорания.

Сгорание

1. Установлено, что модель Dars-Tif, связывающая скалярную мощность рассеяния с градиентом переменной смешения, в условиях горения с частичным предварительным смешением работает вполне удовлетворительно.

2. Повышение давления впрыска ускоряет испарение капель топлива, размер которых уменьшается при использовании сопловых отверстий меньшего диаметра.

3. Влияние SOI на средний диаметр капли по Заутеру невелико, в то время как влияние давления впрыска на этот параметр весьма ощутимо. Вместе с тем на скорость испарения топлива сильно влияют оба указанных параметра.

4. Повышение давления впрыска значительно снижает выбросы сажи и окиси углерода, в то время как выбросы NO_x практически не снижаются. Последнее объясняется тем, что повышение давления впрыска увеличивает температуру газов в цилиндре. Значительное снижение выбросов NO_x может быть достигнуто только за счет применения EGR.

5. Применение EGR дает существенное уменьшение выбросов NO_x, но на уровень выбросов сажи почти не влияет.

6. Установлено, что наиболее эффективное снижение всех вредных выбросов достигается при следующих параметрах системы впрыска: угол конуса распыла 140°, угол начала впрыска 35° ПКВ до ВМТ, степень рециркуляции отработавших газов 20 %.

Литература

1. *Lewander M., Jojansson B., Tunestal P., Keeler T., Tullis S., Milovanovic N.* «Evaluation of the Operating Range of Partially Premixed Combustion in a multi Cylinder Heavy Duty Engine with Extensive EGR», SAE, 2009-01-1127.

2. *Benajes J., Molina S., Novella R., Arthozoul S.* «Advanced Injection Strategies to Attain Partially Premixed Combustion Process in a Heavy Duty Diesel Engine», SAE, 2008-010642.

3. *Mueller C.J., G.C., Briggs T.E., Duffy K.P.* «An experimental investigation of in cylinder processes under dual injection conditions in DI diesel engine», SAE, 2004-011843.

4. *Kimura S., Aoki O., Kitahara Y., Aiyoshizawa E.* «Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards», SAE, 2001-01-0200.

5. *Okunde K., Mori K., Shiino S.* «Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engine», SAE, 2004-01-1907.

6. *Lechner G.A, Jacobs T.J., Chryssakis C.A., Assanis D.N., Siewert R.M.* «Evaluation of a Narrow Spray Cone Angle, Advanced Injection Timing Strategy to Achieve Partially Premixed Compression Ignition Combustion in a Diesel Engine»,SAE, 2005-01-0167.

7. *Genzale C.L., Reitz R.D., Musculus M.P.B.* «Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low- Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine,» SAE, 2008-01-1330.

8. *Abdullah N.R, Mamat R., Rounce P., Tsolakis A., Wyszynski M.L., Xu H.M.* «Effect of Injection Pressure with Split Injection in a V6 Diesel Engine», SAE, 2009-24-0049.

9. *Seung H.Y., June P.C., Chang S.L.* «An investigation of the effects of spray angle and injection strategy on di methyl ether(DME) combustion and exhaust emission characteristics in a common-rail», Fuel processiong technology, 91, 2010 P. 1364–1372.

10. *Jesus B., Santiago M., Ricardo N., Simon A.* «Advanced Injection Strategies to Attain Partially Premixed Combustion Process in a Heavy Duty Diesel Engine», SAE, 2008-01064.

11. *Boot M., Rijk E., Luijten C., Somers B., Albrecht B.* «Spray Impingement in the Early Direct Injection Premixed Charge Compression Ignition Regime», SAE, 2010-011501.

12. *Iwabunchi Y., Kawai K., Shoji T., Takeda Y.* «Trial of New Concept Diesel Combustion System-Premixed Compression-Ignited Combustion», SAE, 1999-01-0185.

13. *Ra Y., Reitz R.D.* «The Use of Variable Geometry Sprays With Low Pressure Injection for Optimization of Diesel HCCI Engine Combustion», SAE, 2005-01-0148.

14. *Kaario O., Matteo I., Tilli A., Kalle L., Olli R., Eero A., Antti E., Teemu S., Mika N., Martti L., Tommy R., Sakari P., Jukka T., Ilari K., Harri R.T.* «The Design of a New Generation Medium-Speed Research Engine», Paper 145, 26th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, June 14-17, Bergen, Norway, 2010.

15. *Wilcox, David C.* «Turbulence Modeling for CFD», in Second edition. Anaheim: DCW Industries, 1998. 174 p.

16. *Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B. & Speziale C.G.* «Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique», in (1992), Physics of Fluids A, Vol. 4, No. 7, P. 1510–1520.

17. *Kaario O., Mika N., Kalle L., Martti L.* «Real gas effects in high-pressure engine environment», Journal of Engines, SAE International, Vol. 3, 2010, P. 546–555.

18. CD-adapco, «METHODOLOGY STAR-CD VERSION 4.16.002», 239 p.

19. *Kaario O., Brink A., Wehrfritz A., and Larmi M.* «Analyzing Local Combustion Environment with a Flamelet Model and Detailed Chemistry», SAE, 2012-01-0150.

20. *Kaario O., Brink A., Lehto K., Keskinen K., Larmi M.* «Studying Local Conditions in a Heavy-Duty Diesel Engine by Creating Phi-T Maps», SAE, 2011-01-0819.

21. *Reitz R.D., and Diwakar R.* «Effect of drop breakup on fuel», 1986, SAE 860469.

22. *Bai C., and Gosman A.D.* «Development of methodology for spray», SAE 950283, 1995.

УДК 621.43

Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (проект публикуется в сокращенной редакции) // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 3–7.

Ключевые слова: поршневые ДВС, дизели судовые, тепловозные и промышленные, импортозамещение, стратегия развития двигателестроения, специализированные производства компонентов.

На основе анализа результатов реализации подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база», разработана стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 г. Показано, что сдерживающим фактором развития отрасли является отсутствие в РФ специализированных производств компонентов для двигателей нового поколения.

УДК 621.43

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Моделирование работы резьбовых соединений при расчете сопряжений базовых деталей поршневых двигателей // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 8–10.

Ключевые слова: поршневые ДВС, корпусные детали, крышки цилиндров, резьбовые соединения, расчетные модели.

Исследованы различные возможности представления резьбовых соединений в расчетных моделях узла крышки цилиндра–втулки и корпуса поршневого двигателя. Выполнен расчет резьбового соединения корпусных деталей двигателя в осесимметричной и трехмерной постановке. Табл. 1. Ил. 8. Библ. 10.

УДК 62-383.1

Березовский А.Б., Максимов А.В., Гатауллин Н.А., Зимина Л.А., Садыков М.Ф., Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Хафизов Р.Х. Экспериментальное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 11–17.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, фазы газораспределения, газораспределительный механизм, электрогидравлический привод, электронная система управления, электромагнитные клапаны, закон управления приводом, испытания.

Разработан электрогидравлический привод газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания. Приведены сведения об электронной системе управления электромагнитными клапанами и сформирован закон управления приводом. Представлены результаты испытаний электрогидроуправляемого привода клапанов поршневого двигателя. Ил. 8. Библ. 9.

УДК 621.43

Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н., Зайцев Д.А. Улучшение характеристик газовоздушных каналов головки блока цилиндров дизельного двигателя Fiat 1,3 Multijet // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 18–24.

Ключевые слова: дизельный двигатель, головка блока цилиндра, продувочный стенд, газовоздушные каналы, расходные характеристики, закрутка потока,.

На продувочном стенде выполнены исследования характеристик газовоздушных каналов и клапанной щели головки блока цилиндров малоразмерного автомобильного дизельного двигателя Fiat Multijet рабочим объемом 1,3 литра. Показана возможность улучшения расходных характеристик газовоздушных каналов и увеличения закрутки потока воздуха в цилиндре за счет оптимизации профиля каналов, изменения конструкции клапанов и седел. Табл. 7. Ил. 11. Библ. 10.

УДК 621.43.052

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Уровень форсировки поршневых двигателей нового поколения // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 25–30.

Ключевые слова: дизели, газовые двигатели, среднее эффективное давление, средняя скорость поршня, управляемые топливные системы, регистровый наддув, двухступенчатые системы наддува.

Выполнен обзор и анализ развития систем поршневых ДВС и достигнутый уровень форсировки двигателей по среднему эффективному давлению и скорости поршня за последние 40 лет. Показано, что в последние годы рост среднего эффективного давления и максимального давления в цилиндре замедлился вследствие необходимости соблюдения компромисса между топливной экономичностью и требованиями по снижению выбросов NO_x. Табл. 1. Ил. 11. Библ. 24.

УДК 621.43

Сайданов В.О., Смолинский С.Н., Росляков Е.М. Модернизация дизель-генераторных установок в составе электростанций для объектов военной инфраструктуры // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 31–33.

Ключевые слова: дизель-генераторные установки, превышение назначенного ресурса, оценка технического состояния, потенциальный ущерб, критичные отказы.

Разработана методика определения браковочных показателей дизель-генераторных установок в составе источников энергоснабжения объектов военной инфраструктуры на основе интегральной оценки степени критичности их технического состояния. В качестве браковочного интегрального показателя выбран показатель потенциального ущерба, который определяется методом анализа последствий критичных отказов. Табл. 1. Библ. 5.

УДК 621.431.74

Сорокин В.А. Проблемы эксплуатации судовых дизелей с большой наработкой // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 34–39.

Ключевые слова: судовой дизель, энергетическая установка, назначенный ресурс, наработка, продление ресурса, риски отказов.

Выполнен анализ эксплуатационных показателей судовых дизелей, имеющих значительную наработку. Показано, что при определенных условиях дизели с превышением срока службы имеют резерв ресурса, позволяющий продолжить их эксплуатацию. Рассмотрены результаты эксплуатации дизелей с продленным ресурсом и риски возможных отказов.
Табл. 3. Библ. 7.

УДК 621.43

Хромов В.Н. Восстановление деталей термопластическим деформированием — резерв импортозамещения запасных частей зарубежных дизелей // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 40–43.

Ключевые слова: поршневые ДВС зарубежного производства, запасные части, детали типа «полый цилиндр», метод термопластического деформирования, восстановление размеров.

Приводится описание технологии восстановления изношенных поверхностей деталей двигателей зарубежного производства типа «полый цилиндр» методом термопластического деформирования (ТПД). Разработана технологическая оснастка для восстановления внутренних поверхностей гильз цилиндров и наружных поверхностей поршневых пальцев. Показано, что внедрение технологии ТПД может стать резервом импортозамещения запасных частей автотракторных, судовых и тепловозных дизелей зарубежного производства. Ил. 6. Библ. 7.

УДК 621.43

Исследование горения в дизеле (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 45–57.

Ключевые слова: горение в дизелях, рабочий процесс, пилотный впрыск топлива, уровень вредных выбросов, топливная экономичность.

Публикуются результаты исследования горения в дизелях с частичным предварительным смешением (PPC). Эта технология, позволяет снизить уровень вредных выбросов дизеля за счет регулирования угла задержки самовоспламенения и повышения гомогенности воздушно-топливной смеси. Эксперименты проводились на опытном одноцилиндровом двигателе EVE в лаборатории ДВС университета г. Аалто (Aalto University), Финляндия. Показано влияние на рабочий процесс таких факторов PPC, как угол начала впрыска, длительность впрыска, давление впрыска и угол распыла.
Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 6. Ил. 31. Библ. 22.

UDC 621.43

Road Map for the Development Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (condensed draft version) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 3–7.

Keywords: reciprocating engines, marine, locomotive and industrial engines, autarkiation, engine building development strategy, dedicated industrial facilities for engine component production.

The draft strategy for engine building development has been prepared based on the results of Subprogram «Development and Organization of Domestic Production of New Generation Diesel Engines and Their Components in the Period of 2011–2015» (a part of Federal Program «National Production Basis»). Lack of dedicated industrial facilities for engine component production was identified as a key constraint in implementation of said Federal Program.

UDC 621.43

Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Kapshukov A.V. Modelling of Threaded Connections in Engine Parts Mating Analyses // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 8–10.

Keywords: reciprocating engines, casing parts, cylinder heads, threaded connections, input model.

The authors investigated various ways of threaded connection presentation in modelling cylinder head assembly with cylinder block/liner. The task of threaded connections' simulation was solved for axisymmetric and 3D statement. 1 table, 8 ill., 10 ref.

UDC 62-383.1

Berezovsky A.B., Maximov A.V., Gataullin N.A., Zimina L.A., Sadykov M.F., Gumerov I.F., Valeev D.H., Khafizov R.H. Experimental Investigation of Electro-Hydraulic Valve Phasing Mechanism // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 11–17.

Keywords: internal combustion engine, valve timing, valve phasing mechanism, electro-hydraulic drive, electronic control system, solenoids, control algorithm.

Newly-developed electro-hydraulic drive for engine valve phasing mechanism is described. The article describes the details of solenoid control system and control algorithm. The test result are discussed. 8 ill., 9 ref.

UDC 621.43

Ponomarev A.S., Metelev A.A., Nemchikova M.N., Zaytsev D.A. Improving the Performance of Gas Ducts in Cylinder Head of Engine Type Fiat 1,3 Multijet // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 18–24.

Keywords: diesel engine, cylinder head, aerodynamic test stand, gas ducts, flow characteristic, flow whirling.

The aerodynamic test stand was used for characterization of gas ducts and valve/seat annular gap of Fiat engine Multijet (displacement 1.3 l). It is shown that flow characteristics of the gas ducts may be improved and flow whirling enhanced through optimizing duct profiles and valve/seat geometry respectively. 7 tables, 11 ill., 10 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. New Generation Reciprocating Engines: Boost Level // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 25–30.

Keywords: diesel engines, gas engines, mean effective pressure.

Review and analysis of reciprocating engine development for 40-year period, with a focus on progress in mean effective pressure and piston speed. The increase rate of the above parameters is shown to decelerate lately, since reaching trade-off between engine fuel efficiency and environmental performance becomes growingly problematic.
1 table, 11 ill., 24 ref.

UDC 621.43

Saidanov V.O., Smolinsky S.N., Roslyakov E.M. Modernization of Diesel-Generator Sets Powering Military Facilities // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 31–33.

Keywords: diesel-generator sets, provide beyond assigned resource, deterioration assessment, potential damage, critical failures.

A method is offered to identify non-conformity criteria for diesel-generator sets powering military facilities, based on integral evaluation of their deterioration criticality. It is probable damage that seems to be the best candidate for such an integral criterion. It may be evaluated through analysis of critical failure consequences. 1 table, 5 ref.

UDC 621.431.74

Sorokin V.A. Operating Marine Diesel Engines with Small Residual Life // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 34–39.

Keywords: marine diesel engine, power plant, assigned resource, run hours, assigned resource, operation beyond original design life, failure risks.

A number of marine diesel engines with design life close to expiration were analysed for performance. Engines are shown to be able to remain in operation beyond their original design lives under certain conditions. Cases of running engines beyond their design life are considered, and risks of probable failures are appreciated. 3 tables, 7 ref.

UDC 621.43

Khromov V.N. Rebuilding of Parts with Thermo-Softening Deformation as an Alternative to Procurement of Spare Parts for Imported Diesel Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 40–43.

Keywords: imported diesel engines, spare parts, thermo-softening deformation, «hollow cylinder» type parts, reworking to original dimensions.

The technology is described that enables rebuilding of «hollow cylinder» type spare parts of imported engines with thermo-softening deformation (TSD). A set of tools is developed for rebuilding surfaces of cylinder liners (inner) and piston pins (outer). TSD may be considered as an alternative to procurement of spare parts for imported diesel engines (on-road, marine and locomotive).
6 ill., 7 ref.

UDC 621.43

Investigation into Partially-Premixed Combustion (based on CIMAC 2013 papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 1. — P. 45–57.

Keywords: combustion process, pilot fuel injection, noxious emission level, fuel efficiency.

The work in question deals with partially premixed combustion (PPC) for low load conditions in a marine engine using computational and experimental technique. Said technology allows to reduce engine noxious emission level through controllable ignition delay and better air-fuel mixing. The experiments have been carried out on a single-cylinder engine EVE installed in at Aalto University, Internal Combustion Engine Laboratory. Such parameters as injection timing, injection period, injection pressure, inclusion angle of the spray have been investigated as key factors that influence the combustion process in PPC mode.
The CIMAC paper is translated into Russian by G.Melnik, PhD. 6 tables, 31 ill., 22 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала