

ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 1 (267)
январь—март 2017

Санкт-Петербург

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ	ENGINE BUILDING IN RUSSIA
Плавник П.Г. 85 лет дизелестроительному заводу «Звезда»	3 Plavnik. P.G. JSC ZVEZDA Celebrates the 85th Anniversary
Научно-техническая конференция «ДВИГАТЕЛЬ-2017», посвященная 110-летию кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана	10 Scientific & Technical Conference «ENGINE-2017» Held on the Occasion of the 110th Anniversary of Reciprocation Engine Department of Bauman Moscow State University
Рыжов В.А. К 110-летию основания специальности «Двигатели внутреннего сгорания» МГТУ им. Н.Э. Баумана	13 Ryzhov V.A. Anent the 110th Anniversary of Introduction of «Reciprocation Engines» Course in Bauman Moscow State University
Мягков Л.А. Работы кафедры «Поршневые двигатели» за последние пять лет	16 Myagkov L.A. Research Activities of Reciprocation Engine Department for the Last Five Year Period
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ	ENGINE SYSTEMS AND UNITS
Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Развитие систем двухступенчатого наддува двигателей	24 Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A. Development of Two-Stage Supercharge Systems
АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ	AUTOMATION AND DIAGNOSTICS
Картуков А.Г., Нечаев В.В. Метод определения разброса компрессии в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания при прокрутке коленчатого вала	31 Kartukov A.G. and Nechaev V.V. Determining of Compression Dispersion in Engine Cylinders by Cranking Method
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Методы исследования и совершенствования рабочего процесса (материалы конгресса CIMAC 2016)	34 Research in and Improvement of Combustion Systems (based on CIMAC 2016 papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	59 Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.А. Рыжов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
Р.Х. Хафизов	<i>зам. гл. констр. по двиг.</i>	<i>ОАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
В.В. Коновалов	<i>управляющий директор</i>	<i>ПАО «Звезда», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	<i>НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург</i>

ВУЗЫ

Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой двигателей</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. кафедры гидравлики</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой СЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	<i>БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково</i>

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.

Электронные версии журнала (2005–2017 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 03.03.2017
Подписано в печать 26.03.17
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 215. 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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2017. № 1 (267)

85 ЛЕТ ДИЗЕЛЕСТРОИТЕЛЬНОМУ ЗАВОДУ «ЗВЕЗДА»

*П.Г. Плавник, к.э.н., генеральный директор АО «НПК "ЗВЕЗДА"»,
председатель совета директоров ПАО «ЗВЕЗДА»*

ПАО «Звезда» — одно из крупнейших предприятий Санкт-Петербурга, ведущий российский разработчик и производитель многоцелевых высокооборотных дизельных двигателей мощностью от 500 до 7400 кВт для судостроения, железнодорожного транспорта и малой энергетики, а также тяжелых редукторов мощностью до 40 000 кВт для главных энергетических установок скоростных кораблей ВМФ и гражданских пассажирских судов. Предприятие основано в 1932 г. и входит в Научно-производственный концерн «Звезда». В марте 2017 года завод отметил свое 85-летие.

Ровно 10 лет назад журнал «Двигателестроение» № 1 (227) за 2007 г. в обзорной статье «75 лет Открытому Акционерному Обществу "Звезда"» обозначил планы развития предприятия на ближайшую перспективу. В настоящее время нам представлена возможность попытаться осмыслить итоги прошедшего десятилетия. Предприятий с названием «Звезда» в стране достаточно много, нас часто путают с крупнейшей верфью, создаваемой на Дальнем Востоке в г. Большой камень, но только дизелестроительный завод «Звезда» выпускает двигатели уникальной конструкции.

В феврале 2017 г. заводу «Звезда» исполнилось 85 лет. Сегодня это одно из крупнейших предприятий Санкт-Петербурга, ведущий российский разработчик и производитель многоцелевых высокооборотных дизельных двигателей мощностью от 500 до 7400 кВт для судостроения, железнодорожного транспорта и малой энергетики, а также тяжелых редукторов мощностью до 40 000 кВт для главных энергетических установок скоростных кораблей ВМФ и гражданских пассажирских судов (рис.1).

Завод сегодня участвует практически во всех новейших проектах по оснащению российских кораблей и катеров ВМФ и ПС ФСБ дизельными двигателями, дизель-генераторами и редукторными передачами. Среди них — серии больших десантных кораблей пр. 11711, патрульных кораблей пр. 22160, малых ракетных кораблей пр. 22800 «Каракурт» и пр. 21631 «Буян-М», базовых тральщиков пр. 12700 «Александрит», корветов пр. 20380, специальных судов связи пр. 18280,



десантных катеров пр. 21820 «Дюгонь», противодиверсионных катеров пр. 21980 «Грачонок», служебно-разъездных катеров пр. 21270 «Буревестник» и др.

Кроме того, предприятие имеет статус головного российского разработчика и производителя тяжелых редукторов для энергетических установок кораблей и катеров российского Военно-морского флота.

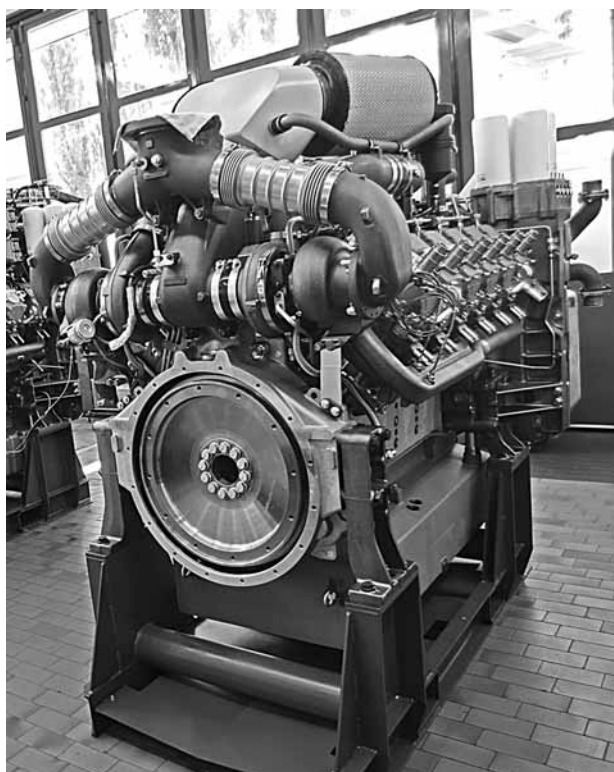


Рис. 1. Перспективный многоцелевой дизель М150 (12CH15/17,5)

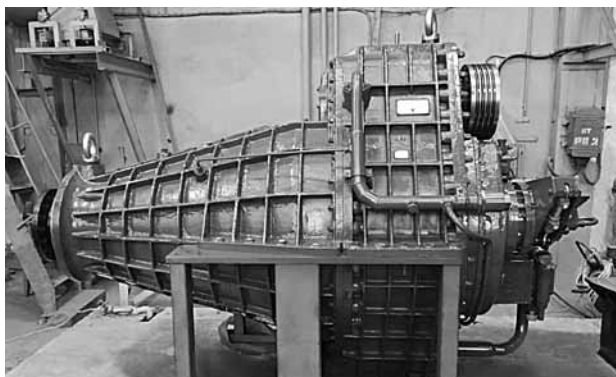


Рис. 2. Перспективная реверс-редукторная передача судового ГТД

Серьезная работа ведется по программам импортозамещения по освоению производства редукторов для газотурбинных двигателей, ранее поставлявшихся с Украины (рис. 2.).

В последние годы объем задач, решаемых ПАО «Звезда» и его дочерними компаниями, значительно возрос, что создало предпосылки для поиска более эффективных форм управления различными направлениями деятельности.

Для этого в 2016 г. был создан многопрофильный Научно-производственный концерн «Звезда». В его состав, помимо ПАО «Звезда», с традиционными видами выпускаемой продукции в сфере дизелестроения, вошли компании «Звезда-Редуктор» (государственно-частное партнерство в редукторостроении), «Звезда-Пульсар» (разработка и производство двигателей нового поколения), Индустриальный парк «Звезда» (развитие территории промышленного назначения), «Звезда-Сервис» (выделенное направление по обслуживанию всех видов продукции предприятий концерна) и компании социальной направленности — спортивно-оздоровительный комплекс «Звезда» и детский спортивно-оздоровительный лагерь «Салют».

Рассматривая текущую конъюнктуру рынка дизельных двигателей, необходимо отметить, что на удовлетворение потребностей современного судостроения и кораблестроения за рубежом ориентировано большое число крупнейших зарубежных дизелестроительных фирм — например, MTU и MAN (Германия), «Pielstick» (Франция), GMT (Италия), «Wartsila» (Финляндия), «Shanhai» (Китай), SWD (Нидерланды), «Caterpillar» (США), «Volvo Penta» (Швеция), и др.

Особенно важно то, что зарубежные фирмы (например, MAN, «Wartsila» и др.) выпускают универсальные двигатели различной размерности и различных конструктивных схем в широком диапазоне мощностей, образующие развитые типоразмерные ряды, унифицированные по кон-

струкции, модификации (от нескольких десятков до нескольких сотен), отличающиеся числом цилиндров, частотой вращения, уровнем форсирования, комплектацией и др.

Это позволяет зарубежным фирмам, в отличие от российских компаний, существенно расширить номенклатуру разрабатываемых модификаций двигателей по любому заказу потребителя, поднять количественный выпуск, ускорить процесс разработки новых двигателей и использовать их в качестве силовой установки на любом промышленном или транспортном объекте.

Плачевное состояние отечественного дизелестроения явилось следствием, в том числе, принятого решения о массовом использовании на судах и кораблях двигателей иностранного производства.

Не менее важной проблемой, ограничивающей развитие отечественного двигателестроения, стало падение престижа инженерной профессии в данной области, что ускорило деградацию высшей школы и привело к отсутствию притока молодых амбициозных кадров. Сегодня отечественная высшая школа практически не готовит инженеров-дизелестроителей, прервалась «связь времен» в конструкторской среде, без которой заводы, с точки зрения развития, оказались беспомощными.

Еще раз подчеркнем, что ситуация усугубилась и безудержной эйфорией развития международной кооперации, когда для нужд обороны закупались передовые образцы зарубежной техники, а для развития отечественного машиностроения не ставилось задач и практически не выделялось достаточного финансирования. И если дизели ОАО «Коломенский завод», особенно специального назначения (для подводных лодок), не заменялись импортными, в том числе благодаря позиции ЦКБ МТ «Рубин», то дизели ОАО «Звезда» были вытеснены изделиями фирм MTU и MAN, в том числе из-за ликвидации скоростного «крылатого» флота, проданного за рубеж.

Дизелестроение является одним из определяющих факторов технологической безопасности страны. Осознание этого факта отмечается, начиная с 2011 г., когда произошло некоторое изменение технической политики государства, формализованное в виде федеральных целевых программ и заключенное с заводами государственных контрактов. Один из таких контрактов — «Разработка базовых образцов модельного ряда высокооборотных дизельных двигателей для дизель-генераторных установок самоходного подвижного железнодорожного состава, маневровых тепловозов малой мощности, строительной техники, пропульсивных комплексов судов внутреннего и прибрежного плавания, катеров

военно-морского флота в мощностном диапазоне 400–1700 кВт», в результате проведенного Минпромторгом конкурса был заключен с ОАО «Звезда». Ряд конкурсов выиграли «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ), «Коломенский Завод». На рис. 3 показаны мощностные ряды, занимаемые отечественными заводами и пользующиеся спросом на рынке.

Предприятиями ведется успешная работа над новыми проектами, и в то же время отмечается тенденция проектировщиков конечной продукции на применение зарубежных дизелей, изготовленных в Китае, что в первую очередь свидетельствует об отсутствии внятной позиции государства по проблеме искоренения импортозависимости в области двигателестроения.

Объединив в 2011 г. свои усилия с крупнейшей инжиниринговой фирмой «AVL List GmbH» (Австрия), ПАО «Звезда» разработало и начало испытания дизелей нового семейства ЧН15/17,5 под базовой маркой M150 «Пульсар» мощностью 400–1700 кВт. Первый пуск головного образца дизеля семейства состоялся 17 марта 2015 г., сейчас идет его доводка [1]. Строятся новые стенды, в Австрии прошли обучение молодые инженеры, непосредственно участвовавшие в проектировании, сборке и испытаниях.

Проведенный к настоящему моменту комплекс испытаний подтвердил высокие требования по одновременному обеспечению высокой топливной экономичности и низкого уровня выбросов вредных веществ и дымности ОГ, заложенные в двигатели нового семейства.

В модификации двигателя M150M2-1440 судового назначения на режиме номинальной мощности 1440 кВт при 2100 об/мин достигнут удельный расход топлива 210 г/кВт·ч, а на режи-

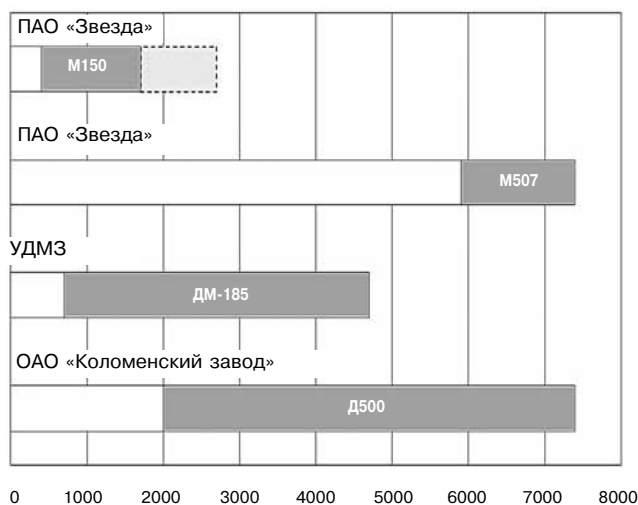


Рис. 3. Типаж перспективных дизельных двигателей отечественного производства

ме максимального крутящего момента при работе по внешней характеристике — 196 г/кВт·ч. Двигатель соответствует требованиям перспективного экологического стандарта IMO Tier 3 с предполагаемой датой введения в 2021 г. (рис. 4).

Модификация двигателя M150MG1-1035 для судовых дизель-генераторов номинальной мощностью 1035 кВт при 1500 об/мин обеспечивает удельный расход топлива на режиме номинальной мощности 197 г/кВт·ч при выполнении норм вредных выбросов и дымности ОГ по новым Российским стандартам: ГОСТ 31967 и ГОСТ 24028; 192 г/кВт·ч — при соответствии ГОСТ Р 51249 и ГОСТ Р 51250 (рис. 5).

Как известно, преодолеть путь от создания опытных образцов до серийного производства невозможно без инвестиций в создание нового производства. К сожалению, продолжающаяся борьба за получение кредитов для создания производства перспективных моделей двигателей к положительным результатам пока не привела. Частично это можно объяснить известным постулатом «пока гром не грянет...», а также отсутствием стратегического планирования в

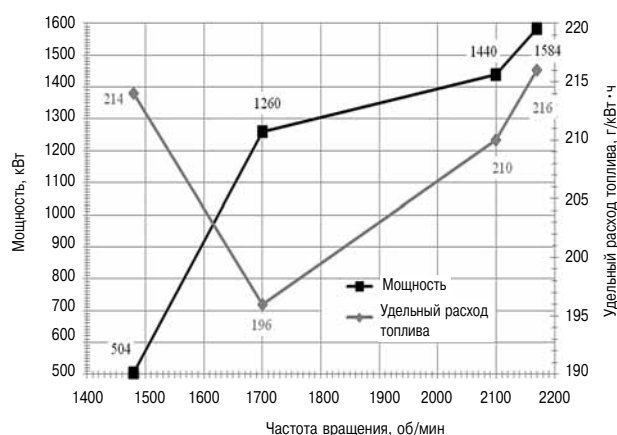


Рис. 4. Внешняя характеристика двигателя M150M2-1440 судового назначения

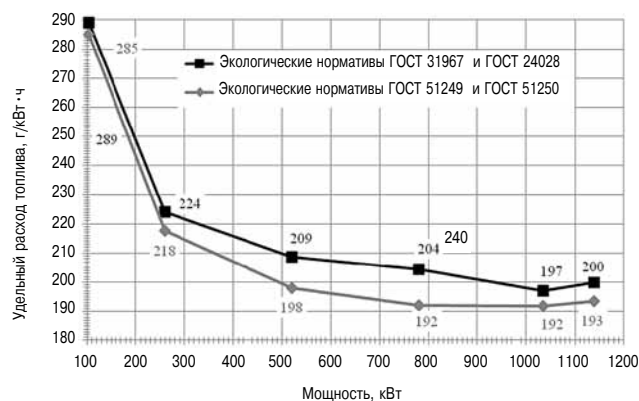


Рис. 5. Удельный расход топлива двигателя M150MG1-1035 при работе по нагрузочной характеристике

области развития судовой энергетики в рамках судостроения. Но работа продолжается, и мы рассчитываем на торжество здравого смысла.

В день празднования 85-летия ПАО «Звезда» произошло знаменательное событие — на предприятии был открыт новый участок по производству судовых редукторов. Решение о признании ПАО «Звезда» головным предприятием по судовой редукторной тематике [2] было принято еще в 2002 г., а вопросы финансирования для создания современного производства решились только в 2014 г., когда Президент РФ В.В. Путин поставил задачу — модернизировать производство надлежащим образом, чтобы не покупать необходимые флоту редукторы в Украине. Площадь нового производственного участка составляет

11,5 тыс. кв. м. Площадка позволит заводу увеличить максимальную массу производимых редукторов с 25 до 50 тонн, что предоставит возможность поставлять продукцию завода на крупные военные корабли, строящиеся на «Северной верфи» и заводе «Янтарь» (рис. 6 и 7).

Редуктор является составной частью силового газотурбинного агрегата для передачи энергии силовой установки к винтам кораблей. Турбины к газотурбинным агрегатам будет поставлять рыбинское НПО «Сатурн», которое уже завершило опытную часть работ и начало их серийное производство. Для созданной на заводе «Звезда» площадки были закуплены новые прогрессивные станки и 50-тонный кран. На реализацию проекта Минпромторг выделил из федерального бюджета

3,2 млрд рублей. Сегодня 90 % оборудования нового участка находится в федеральной собственности, еще 10 % принадлежат заводу, который вложил в проект земельный участок и здание, находившееся на нем до начала строительства. Сегодня в цехе ведется работа по созданию первого редуктора для судна на воздушной подушке типа «Зубр». В апреле этот редуктор будет испытан в Рыбинске в составе всего газотурбинного агрегата. Второй этап создания редукторного производства предусматривает монтаж испытательного стенда. Его на заводе планируют завершить к концу текущего года.

Редукторостроение ПАО «Звезда» призвано обеспечить:

- освоение производства всей номенклатуры редукторов, входящих в состав ГЭУ всех типов кораблей, имеющихся в эксплуатации ВМФ России;

- 100 %-ное импортозамещение при разработке и производстве отечественных образцов судовых силовых установок и военной техники для ВМФ;

- разработку и производство новых типоразмерных рядов редукторов с передаваемой мощностью до 60 000 кВт и крутящим моментом до 1000 кНм для строящихся и перспективных проектов кораблей.

Все это позволит приблизиться к мировым стандартам взаимодействия фирм, когда отдельно разрабатываются двигатели, редук-



Рис. 6. Общий вид нового участка редукторного производства ПАО «Звезда»



Рис. 7. Координатно-измерительная машина с ЧПУ Delta SF 35.51.25, «Hexagon Metrology», Италия

торы и двигатели (любого типа) с локальными системами управления, которые в дальнейшем интегрируются в корабль с системой управления верхнего уровня.

И еще одна тема, которую необходимо обозначить, — это востребованность легких быстроходных двигателей типа ЧН16/17. ПАО «Звезда» ускорило темпы производства силовых установок с этими двигателями для малых ракетных кораблей проекта 22 800 «Каракурт» за счет увеличения численности персонала, создав дополнительно более 100 рабочих мест для специалистов-станочников с соответствующим материально-техническим и управленческим обеспечением. Дизели для силовых установок «Каракуртов» в России изготавливают только в Санкт-Петербурге на заводе «Звезда».



Рис. 8. Макет МРК проекта 22 800



Рис. 9. Базовый тральщик проекта 12 700 «Александрит»

В результате принятых мер объемы производства выросли на 30 %, что дает уверенность в том, что заказы будут выполнены вовремя. В августе 2016 г. Минобороны подписало с Зеленодольским судостроительным заводом контракт на строительство пяти кораблей проекта 22 800 (рис. 8). Кроме того, судостроительный завод «Пелла» к 2022 г. построит еще восемнадцать кораблей данного класса. Шесть из них на предприятии уже заложено.

Продолжается строительство и новейших базовых тральщиков проекта 12 700 «Александрит» (рис. 9), где устанавливаются дизели и дизель-генераторы производства завода «Звезда».

Большим сегментом, в котором неоспоримо лидерство ПАО «Звезда», являются ремонт и поддержание технической готовности дизельных двигателей, установленных на кораблях и катерах ВМФ, ФСБ РФ, а также более чем на 10 флотах зарубежных стран.

Проведенный анализ современных направлений развития предприятия показывает, что перспективность задач, над которыми сегодня работает завод «Звезда», значительно превысили те, что были обозначены 10 лет назад. Многократно усиливающийся инженерно-технический и производственный потенциал завода дает уверенность в безусловном выполнении государственного заказа по обеспечению российского Военно-морского флота и других ведомств дизельными двигателями, редукторами и дизель-генераторами отечественного производства.

Это позволяет с оптимизмом смотреть в предстоящее десятилетие завода «Звезда» и рассчитывать на формирование следующего поколения специалистов, которые, основываясь на знаниях и традициях классической школы, дадут новый импульс развитию дизелестроения и найдут свое место на страницах базового журнала отрасли.

Литература

1. Плавник П.Г., Лерман Е.Ю., Половинкин В.Н. Отечественное быстроходное дизелестроение // Экспертный союз. — 2016. — № 19. — С. 50–52.
2. Плавник П.Г., Лерман Е.Ю. Реверс-редукторное производство ОАО «Звезда» // Судостроение. — 2014. — № 2 (813).

**В ДЕНЬ ПРАЗДНОВАНИЯ 85-ЛЕТИЯ ПАО «ЗВЕЗДА»
ПРОВЕЛО ТОРЖЕСТВЕННОЕ ОТКРЫТИЕ НОВОГО
УЧАСТКА РЕДУКТОРНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

15 марта 2017 г. ПАО «Звезда» в рамках празднования 85-летия со дня основания предприятия торжественно открыло новый участок редукторного производства.

Модернизированный современный производственный участок общей площадью 11 500 кв. м



**Рис. 1. Корпус участка
редукторного производства ПАО «Звезда»**

расширяет производственно-технологические компетенции ПАО «Звезда» как головного российского разработчика и производителя тяжелых редукторных передач для российского военного и гражданского кораблестроения.

История редукторного производства на предприятии ведется с 1946 г. — с момента начала выпуска судовых дизельных двигателей. Более 70 лет завод «Звезда» производил редукторные передачи и реверсивные муфты для создания дизель-редукторных агрегатов различного назначения на базе дизельных двигателей собственного производства размерности ЧН16/17 и ЧН18/20.

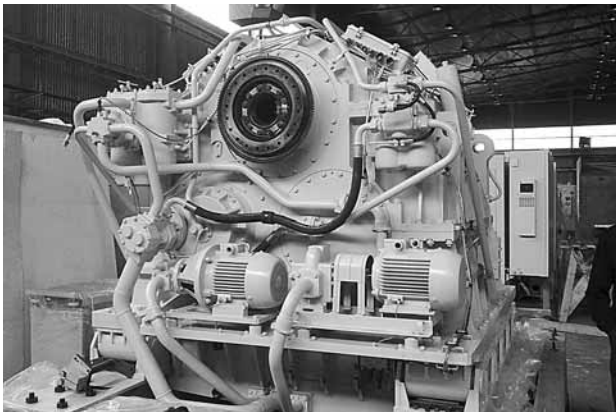


Рис. 2. Реверс-редукторная передача РРП6000

В 2002 г. Российское Агентство по судостроению совместно с отделом кораблестроения, вооружения и эксплуатации ВМФ признало необходимым дальнейшее развитие на предприятии специализированного редукторного производства для судовых энергетических установок в интересах Министерства обороны РФ.

С тех пор заводом был разработан и освоен в производстве типоразмерный ряд многоскоростных автоматических реверсивных передач для кораблей различных классов, обеспечивающих передаваемую мощность до 12 000 л. с. При их проектировании и производстве используются свыше 120 уникальных технологий и изобретений.

С 2014 г. в связи с осложнением политической и экономической ситуации и реализацией государственной политики импортозамещения значительно увеличивается государственный заказ на продукцию редукторного направления. Для его безусловного выполнения в полном объеме ПАО «Звезда» существенно наращивает потенциал инженерных и производственных подразделений.

В апреле 2014 г. Президентом Российской Федерации Владимиром Путиным была поставлена



**Рис. 3. Горизонтальный токарный станок с ЧПУ
SR2, «Skoda», Чехия**



**Рис. 4. Горизонтальный расточно-фрезерный станок
с ЧПУ WRD 1700, «TOS Varnsdorf», Чехия**



Рис. 5. Гереральный деректор АО «НПК "Звезда"» П.Г. Плавник рассказывает гостям о развитии редукторного производства ПАО «Звезда»

задача перед коллективом ПАО «Звезда»: обеспечить редукторными передачами все типы строящихся, ремонтируемых и перспективных проектов кораблей ВМФ России. Предприятию было поручено в кратчайшие сроки освоить выпуск новых типов редукторных передач в рамках импортозамещения продукции, ранее поставлявшейся с Украины, для ДКВП проектов 12322 и 12322, фрегатов проекта 22350 и других кораблей.

Для выполнения этой задачи в рамках ФЦП «Развитие ОПК РФ на 2011–2020 годы» и программы «Импортозамещение» ПАО «Звезда» приступило к реализации инвестпроекта по развитию производственных мощностей редукторного производства.

С 2014 по 2016 г. на предприятии совместно с партнерами (ГК «Эталон», ООО «Лиман-Трейд») был введен в строй новый производственный участок, не имеющий аналогов в России и странах ближнего зарубежья по уровню сосредоточенных в нем технологических компетенций. Общая стоимость инвестиций составила около 4 млрд руб., из них финансирование со стороны государства — 3 млрд руб., собственные средства ПАО «Звезда» — 1 млрд руб.

На сегодняшний день завершена первая очередь проекта. В январе 2017 г. участок запущен

в промышленную эксплуатацию. В рамках второй очереди предусматривается дооснащение уникального испытательного стенда для редукторов.

Сегодня на базе ПАО «Звезда» создана единая производственно-технологическая цепочка с обеспечением централизованного управления при реализации государственного оборонного заказа по изготовлению редукторов для силовых установок отечественного военно-морского флота.

Инженерно-конструкторский, производственный, инфраструктурный потенциал ПАО «Звезда», усиленный технологическими возможностями нового участка редукторного производства, позволяет полностью обеспечить все имеющиеся и перспективные потребности российского флота в редукторных передачах и независимость отечественного судостроения от зарубежных поставок.

В 2017 г. ПАО «Звезда» планирует увеличить объем государственного оборонного заказа более чем на 60 %. Помимо серийной продукции (дизельные двигатели, редукторы и дизель-генераторы), ведется изготовление новых редукторов для судовых газотурбинных агрегатов по программе импортозамещения. Первое изделие отгружено в марте 2017 г.

*Ю.С. Гребнева,
пресс-секретарь АО «НПК "Звезда"»*

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «ДВИГАТЕЛЬ-2017», ПОСВЯЩЕННАЯ 110-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА



31.01–01.02.2017 г. в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана состоялась юбилейная Международная научно-техническая конференция «Двигатель-2017», посвященная 110-летию начала обучения специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

В оргкомитет конференции поступило 60 заявок на выступления с докладами и сообщениями. Непосредственно в работе конференции приняли участие 97 специалистов, при этом было сделано 48 докладов и сообщений, включая пленарное и секционные заседания.

В конференции приняли участие более 50 ведущих ученых и специалистов отрасли двигателестроения, которые представляли более 30 научных, образовательных, проектных организаций и конструкторских бюро, двигателестроительных заводов, производителей комплектующих изделий.

Участники конференции представляли 8 дизелестроительных заводов, 10 научно-технических центров, 12 высших учебных заведений.

Страны-участники конференции: Россия, Казахстан, Китай.

При организации конференции оргкомитет планировал решить следующие задачи:

- обсуждение актуальных научных вопросов развития двигателестроения в области развития теории двигателей, теории управления, создания топливной аппаратуры, конструирования двигателей и их систем и агрегатов, технологии производства, диагностики, обслуживания и ремонта;

- объективная оценка современного состояния отечественного двигателестроения;

- обсуждение и анализ результатов перехода на трехуровневую систему образования.

Научно-техническая часть программы конференции была представлена актуальными и высоко-

копрофессиональными докладами, ученых, конструкторов и аспирантов, которые подтвердили наличие высокой квалификации и конкурентоспособности специалистов, занятых в отрасли.

В работе конференции приняли участие представители таких центров двигателестроения и профессиональной подготовки научных и инженерных кадров, как МГТУ им. Н.Э. Баумана, (Москва), МАДИ (Москва), Московский машиностроительный университет (МАМИ) (Москва), НАМИ (Москва), СПбГТУ им. П. Великого, (Санкт-Петербург), ЯрГТУ (Ярославль), «Коломенский завод» (Коломна), КамАЗ (Набережные Челны), ТМЗ (Тула), ВолгГТУ (Волгоград), НПЦ «Динамика» Омск, КНАГТУ Комсомольск-на-Амуре, НГТУ им. Р. Алексеева (Н. Новгород), Брянский ГТУ (Брянск), ОАО «Турботехника» (Протвино), Тольяттинский государственный университет (Тольятти), УМЗ и УАЗ (Ульяновск).

Доклады и сообщения были представлены на пленарном заседании и трех секциях: Рабочие процессы поршневых и комбинированных двигателей; Конструирование поршневых и комбинированных двигателей; Топливная аппаратура и системы управления поршневыми и комбинированными двигателями.

Наиболее интересные доклады по секциям отмечены при подведении итогов работы и представлены к публикации в журналах «Известия вузов. Машиностроение» и «Двигателестроение», входящих в перечень ВАК.

Следует отметить содержательные обобщающие доклады на пленарном заседании, посвященные работам, проводимым на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана, в направлениях развития компьютерного моделирования, изучения процессов в цилиндре двигателей и его системах, анализа состояния и тенденций развития среднеоборотных дизелей, а также проблемам своевременного освещения наиболее значимых научных результатов в печати и повышению статуса отечественных журналов, публикующих работы в области развития двигателестроения.

Было отмечено, что двигателестроение традиционно было и остается стратегической отраслью национальной экономики России, и такое же исключительно важное положение двигателестроение занимает в экономике всех развитых стран, производящих двигатели собственной конструкции.

Всесторонний анализ современного состояния отрасли отечественного двигателестроения, проведенный участниками конференции при обсуждении научных докладов и сообщений, посвященных этой проблеме, показал, что Российское двигателестроение уже много лет находится в состоянии глубокого системного кризиса, и, несмотря на предпринятые в последние годы меры государственной поддержки, ситуацию нельзя назвать улучшающейся.

Например, в последние годы прекратила существование инженерно-конструкторская школа на ЯМЗ. Единственным заводом, который еще сохраняет такую школу и традиции и способен полностью самостоятельно выполнять проектирование новых двигателей, без привлечения иностранных инжиниринговых компаний, является «Коломенский завод». Было ликвидировано литейное производство на ОАО РУМО (Н. Новгород) — единственном, производителе корпусных деталей для среднеоборотных двигателей.

В связи с сокращением и слиянием вузов и кафедр число работников занятых в высшем образовании и вузовской прикладной науке в области поршневого двигателестроения, сократилось примерно в 2,5 раза. Необходимо также отметить существенное снижение уровня школьной подготовки, что не позволяет студентам эффективно осваивать программу обучения в высших специальных учебных заведениях;

По мнению большинства специалистов, знающих действительное положение дел в отрасли, такая ситуация сложилась вследствие долговременного развития ряда негативных явлений и факторов, среди которых следует выделить следующие:

- на оставшихся предприятиях отрасли продолжалось сокращение, или фактическая ликвидация как нерентабельных опытно-конструкторских подразделений и производств вследствие непонимания или нежелания понимать их собственниками самой сути процессов создания и постановки на производство новой сложной техники;

- продолжается потеря ведущих предприятий отраслевой науки в результате их банкротства, перепрофилирования после приватизации или целенаправленной ликвидации и, как следствие, отсутствие прикладных научных исследований в области развития конструкций двигателей, разработки комплектующих узлов и агрегатов, новых материалов и технологий их обработки;

- не восполняются потери из-за старения и ухода на пенсию квалифицированных кадров из числа среднего технического персонала и рабочих профессий из-за низкой оплаты труда в машиностроении и двигателестроении;

- на заводах практически отсутствует современная экспериментальная и исследовательская база, что исключает возможность проведения собственных ОКР и тем более НИР, направленных на создание необходимого научного задела на будущее;

- сохраняется крайняя изношенность основных производственных фондов, достигающая на большинстве заводов 75–85 %, что не позволяет обеспечить производительность труда, необходимую для современного конкурентоспособного предприятия, полностью отсутствует современное опытное производство, что исключает возможность изготовления опытных образцов собственными силами и вынуждает обращаться к западным компаниям;

- практически полностью отсутствуют инновации вследствие нежелания собственников терять даже часть невысокой прибыли двигателестроительных производств;

- продолжается снижение уровня, а в ряде случаев потеря вузовской прикладной науки вследствие старения или ликвидации лабораторно-исследовательской базы, которую невозможно заменить компьютеризацией;

- утрачен престиж и социальный статус научных работников, технологов и конструкторов из-за неадекватно низкой в сравнении с их квалификацией и отдачей оплаты труда;

- неуклонно снижающийся уровень подготовки квалифицированных кадров для машиностроения и двигателестроения из-за проблем в системе среднего и профессионально-технического образования.

РЕШЕНИЕ

Международной научно-технической конференции «Двигатель-2017»

Рассмотрев и проанализировав причины кризисного состояния отрасли отечественного двигателестроения, создающего и производящего двигатели судового, тепловозного и промышленного применения для магистрального (водного и железнодорожного) транспорта, кораблей ВМФ и других объектов военной техники;

осознавая, что наличие производства традиционных и альтернативных двигателей отечественной конструкции имеет и будет сохранять стратегическое значение для обеспечения экономической безопасности и обороноспособности России;

выражая крайнюю озабоченность специалистов и научно-технических работников, занятых в отрасли, ее критическим положением, потерей части заводов, отраслевых научных институтов и вузовской науки, частичной остановкой и

планируемым перепрофилированием действующих производственных мощностей;

отмечая, что одной из основных причин неудовлетворительного состояния отрасли двигателестроения является отсутствие системного подхода к решению вопросов ее развития, мер государственной поддержки отрасли и мер по регулированию и защите рынков сбыта продукции в целях укрепления национальной экономики и обороноспособности страны;

принимая во внимание необходимость возрождения прикладной науки, восстановления социального статуса научно-технических работников, конструкторов и квалифицированных специалистов, обеспечивающих развитие двигателестроения, повышения качества образования всех уровней и решения проблем подготовки кадров,

Конференция приняла следующие решения.

➤ Подготовить специальное Постановление Правительства РФ о признании стратегического значения двигателестроительной отрасли, обеспечивающей безопасность и развитие экономики страны и в целях обеспечения приоритета отечественным производителям двигателей и комплектующих при формировании портфеля заказов государственными корпорациями и акционерными обществами с государственным контрольным пакетом акций (ОАО ОПК ОБОРОНПРОМ, ОАО «Объединенная судостроительная корпорация» (ОСК), РАО ГАЗПРОМ, РАО РЖД), при постройке и модернизации объектов военной инфраструктуры и ВМФ, атомной энергетики, техники для добычи, перевозки и перекачки нефти и газа.

➤ Обратиться в Федеральные министерства, курирующие производителей и потребителей продукции двигателестроения (Минпромторг, Минтранс, Минобороны и Минобрнауки) с предложением о разработке комплекса мер по созданию условий для восстановления конструкторской и исследовательской работы на предприятиях. Сделать обязательным условием для победителей конкурсов и обладателей грантов, финансируемых за счет средств госбюджета, публиковать результаты выполненных научных исследований и разработок в специальных научных печатных изданиях и журналах, распространяемых через Федеральные подписные агентства (Роспечать, Пресса России), имеющих Российский индекс научного цитирования (РИНЦ) и зарегистрированных в Национальной научной электронной библиотеке (НЭБ).

➤ Информировать Министерство науки и образования РФ о неудовлетворительных результатах эксперимента в технических вузах перехода на трехуровневую систему подготовки специа-

листов (бакалавр—магистр—аспирант). Разработать образовательный стандарт специалитета по тепловым двигателям и восстановить подготовку инженерных кадров в области двигателестроения по программе специалитета. Программу подготовки инженеров по специальности ДВС разработать с участием ведущих предприятий отрасли двигателестроения. В программе обеспечить увеличение фундаментальной и общетехнической подготовки в соответствии с общепризнанной тенденцией развития технического образования. Отменить существующие нормы ставок и соотношений количества студентов и преподавателей для достижения главной цели — повышения качества образования современного выпускника технического вуза.

➤ Повысить социальный статус и престиж ученых, преподавателей вузов, научно-технических работников и специалистов инженерных профессий за счет достойной оплаты их труда и создания условий для реализации и повышения их профессионализма. При реализации государственной информационной политики использовать средства массовой информации и специальные периодические научно-технические издания для восстановления престижа этой категории работников. Всемерно использовать систему государственных поощрений и наград, а также все доступные средства морального поощрения за выдающиеся и передовые достижения в области развития, внедрения и пропаганды достижений отечественной науки и техники.

➤ Рекомендовать регулярное проведение научно-технических конференций по проблемам двигателестроения на базе ведущих вузов России.

➤ Продолжить практику приглашения с докладами на пленарное заседание руководителей и ведущих специалистов двигателестроительных предприятий России и из-за рубежа.

➤ Провести очередную научно-техническую конференцию осенью 2018 г.

➤ Просить научно-технический журнал «Двигателестроение» опубликовать итоги конференции, ее решение и предложения участников. Опубликованные материалы направить в органы государственной власти, политические партии и общественные объединения, научные организации и специализированные периодические издания с целью предотвратить стагнацию отрасли отечественного двигателестроения, имеющей стратегическое значение для развития экономики и укрепления обороноспособности страны, для организации широкого и открытого обсуждения всех возможных способов восстановления отрасли и обеспечения ее дальнейшего развития.

Оргкомитет конференции

МАТЕРИАЛЫ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ДВИГАТЕЛЬ-2017»

УДК 621.431

К 110-ЛЕТИЮ ОСНОВАНИЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ» МГТУ им. Н.Э. БАУМАНА

*В.А. Рыжов, заслуженный конструктор Российской Федерации,
лауреат премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники,
лауреат премии АССАД имени А. Швецова,
к.т.н., ОАО «Коломенский завод»*



На протяжении многих десятилетий кафедра «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана и Коломенский завод проводят совместную комплексную научно-исследовательскую работу с непосредственным участием ученых кафедры и

специалистов завода в создании современных комбинированных двигателей для таких стратегически важных отраслей, как железнодорожный транспорт, кораблестроение, атомная энергетика. Сотрудничество кафедры и завода проходило как в форме выполнения кафедрой хозяйственных работ по заданию завода, так и в форме подготовки инженерных и научно-инженерных кадров для завода, в том числе через аспирантуру в МГТУ.

Выпускников МВТУ всегда отличала хорошая теоретическая подготовка, что позволяло им быстро адаптироваться в условиях производства и конструкторских бюро и стать ведущими специалистами не только завода, но двигателестроения.

В частности, руководителями завода, его производственных и конструкторских подразделений в разные годы были выпускники МВТУ: В.М. Пятов, В.А. Ильяшевич, С.И. Коганицкий, В.М. Ширяев, С.Ф. Северов, А.И. Меден, Л.Д. Юз, Г.И. Иванов, М.А. Салтыков, А.Ф. Поляков. Сегодня лидирующее положение в КБ завода занимают выпускники МВТУ, в том числе и аспирантуры: В.В. Кондратюк, В.В. Печенин, М.Е. Калугин, А.В. Перфилов, М.И. Раенко, В.А. Рыжов, М.А. Сальников, Е.Б. Зигельман, А.Б. Матисен.

Многие ведущие специалисты завода защитили кандидатские и докторские диссертации в МГТУ. Следует назвать д.т.н. М.А. Салтыкова, к.т.н.

П.М. Мерлиса, А.И. Медена, В.И. Каплана, В.М. Ширяева, В.А. Рыжова, В.Г. Быкова, Л.Д. Котельникова, А.М. Казанскую, В.П. Кужелева, М.А. Сальникова, М.И. Раенко, В.В. Печенина, Е.Б. Зигельмана, А.Б. Матисена и других, успешно сочетавших инженерный труд в условиях завода с научной работой в аспирантуре при кафедре поршневые двигатели. Связь КБ завода с кафедрой за многие годы практически не прерывалась, существует она и сегодня.

В области рабочих процессов исследования касались выбора основных термодинамических параметров рабочего цикла (Д.Н. Вырубов, Г.Н. Мизернюк, Н.А. Ивашенко, А.С. Кулешов), процессов топливоподачи (С.Г. Роганов, Л.В. Грехов), совместной работы поршневой и лопаточной частей комбинированного двигателя (Г.Н. Мизернюк, Н.Д. Чайнов), газодинамических процессов в проточной части двигателя (М.Г. Круглов, Ю.А. Гришин, В.А. Зенкин).

В области моделирования теплового, напряженно-деформированного состояния и оценки прочности базовых деталей на кафедре были выполнены работы, посвященные совершенствованию деталей ЦПГ (поршень, втулка, шатун, коленчатый вал, крышка) (Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков, Н.С. Маластовский, Ю. Трифонов).

Полученные результаты отражены в совместных публикациях сотрудников кафедры и завода в периодической печати (журнал «Двигателестроение»; «Известия вузов. Машиностроение»; «Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение»), в сборниках научных трудов «Проблемы развития комбинированных ДВС», 1968; «Развитие комбинированных ДВС», 1974), монографии «Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания», 2015.

Эти работы безусловно обладают научной и практической ценностью, которая заключается в развитии конструкторской школы, что позволяет сократить время проектирования и доводки

двигателей, улучшить качество проектов, в целом уменьшить сроки постановки новых двигателей на производство и свести к минимуму привлечение зарубежных специалистов.

Благодаря развитию методологии проектирования в последние годы значительно усовершенствована конструкция двигателей ряда Д49, что позволило увеличить их форсировку до $p_{me} = 2,4$ МПа при одновременном увеличении ресурсных показателей в два раза. Выбросы вредных веществ снижены на 50 %, получен европейский экологический сертификат на тепловозный дизель 12Д49М по нормам EU Stage 3A. Сравнительные натурные испытания продемонстрировали преимущество двигателей завода в климатических условиях России над продукцией фирм MAK, Caterpillar, GE.

Разработка и постановка на производство дизель-генераторов 30ДГ и дизель-дизельных агрегатов ДДА12000, соответственно для НАПЛ проекта 636 и корвета проекта 20380, отмечены Государственными наградами.

Всего за четыре года спроектированы и изготовлены головные опытные образцы двигателей

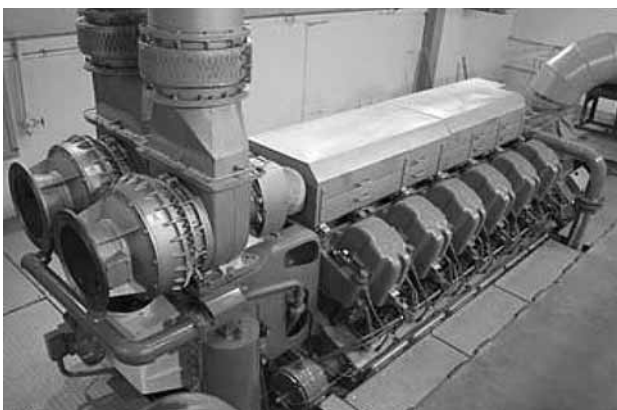
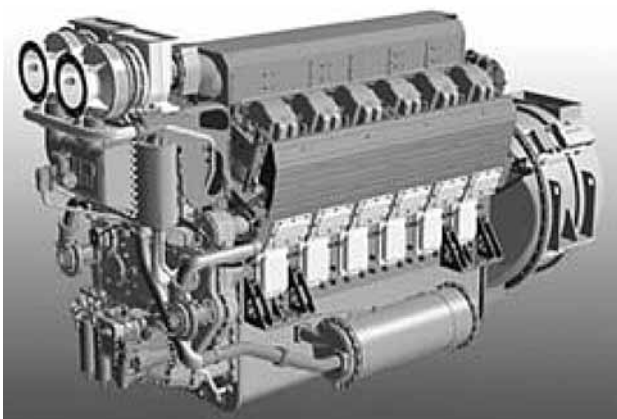


Рис. 1. Дизель-генератор 12СДГ500 (12ЧН26,5/31) предназначен для работы в составе главной энергетической установки на кораблях с электродвижением, а также в составе вспомогательной установки для выработки электроэнергии. Полная мощность 4412 кВт при 1000 об/мин

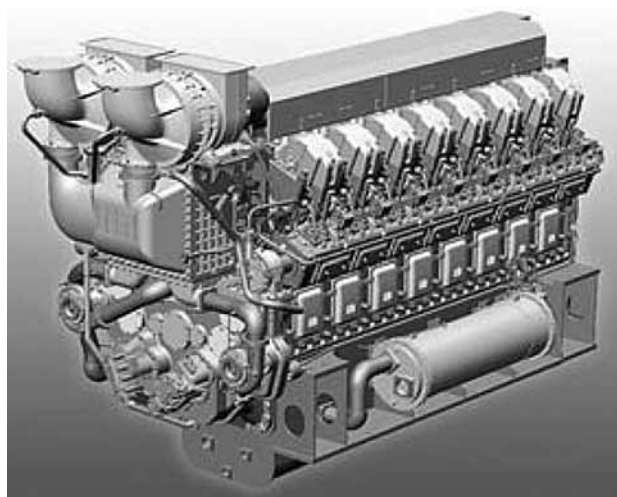


Рис. 2. Дизель 16СД 500 (16ЧН26,5/31) предназначен для работы на гребной винт в составе дизель-редукторных и комбинированных газотурбинных энергетических установок, а также для работы в составе дизель-генераторных установок на кораблях с электродвижением. Полная мощность 5882 кВт при 1000 мин

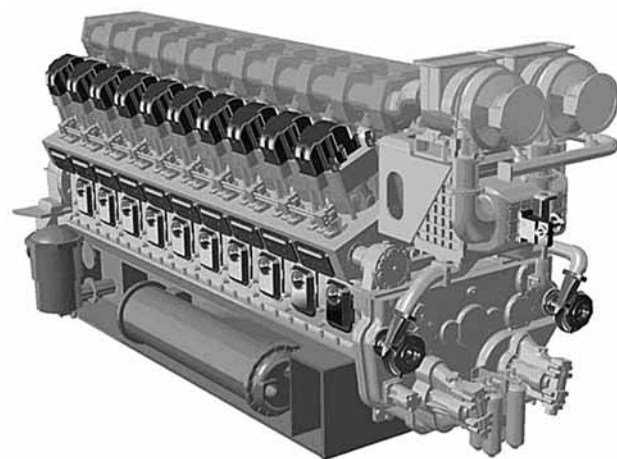


Рис. 3 Дизель 20СД500 (20ЧН 26,5/31) предназначен для работы на гребной винт в составе дизель-редукторных и комбинированных газотурбинных энергетических установок, а также для работы в составе дизель-генераторных установок судов и кораблей с электродвижением. Полная мощность 7500 кВт при 1000 об/мин

новых типоразмерных рядов Д300 и Д500. Проведены их доводочные испытания. Новый типоразмерный ряд Д500 охватывает мощностной диапазон 3500–7500 кВт и уже востребован структурами ВМФ и РОСАТОМ. Внешний вид различного применения дизелей типа Д500 представлены на рис. 1–3.

Научная составляющая во всех проектах очень высока. Для создания современного двигателя класса Д500 с $p_{me} \geq 2,7$ МПа использованы 138 вычислительных программ, составляющих основу комплекса взаимосвязанных расчетов в общей САПР ДВС, созданной в Коломенском КБ на основе корпоративной компьютерной сети. В этот

Основные технико-экономические показатели двигателей Д500

Показатель	Перспективные западные конструкции*	Предлагаемая конструкция ЧН26,5/31	Прогнозируемый показатель к 2018 г.
Агрегатная мощность, кВт (л. с.):			
– локомотивный	4412 (6000)	≤ 4412 (6000)	≤ 4412 (6000)
– судовой (ВМФ)	7200 (9792)	≤ 7352 (10 000)	7352 (10 000)
– атомная станция	6200 (8432)	≤ 6200 (8432)	6200 (8432)
Частота вращения, об/мин	900–1000	900–1000	900–1000
Степень форсирования по p_{me} , МПа	2,08–2,65	2,58	2,70
Удельный расход топлива по ISO 3046-1, г/кВт·ч	185–191	184–185	184–185
	195–198 ⁽¹⁾	—	—
	200–203 ⁽²⁾	199–202 ⁽²⁾	199–202 ⁽²⁾
Удельный расход масла на угар, г/кВт·ч	0,45–0,60	0,35–0,40	0,35–0,40
Удельная масса кг/кВт	5,20–5,95	5,00–5,50	5,00–5,50
Ресурс до капитального ремонта, тыс. ч	24–50	60	60

* Осредненные показатели современных двигателей фирм GE, MAN, «Wartsila», «Deutz», MTU.

комплекс включены и управляющие программы автоматизированной системы измерений.

Вклад ученых МВТУ в создание методической научной основы САПР весьма высок. В ней с успехом использованы разработки докторов наук Н.Д. Чайнова, Ю.А. Гришина, Л.В. Грехова, А.С. Кулешова и других сотрудников, ученых кафедры.

В таблице представлены параметры новых двигателей нового типоразмерного ряда Д500.

Удельные расходы топлива (1) и (2) приведены при соответствии нормам вредных выбросов различного уровня.

Главными задачами заводского КБ являются: создание научно-технического задела, создание образцов новой техники и сопровождение серийного производства.

Для успешного решения этих задач необходимы: сильная конструкторская школа, кадровый потенциал, хорошо оснащенная экспериментальная база, необходимый набор компонентов САПР (технический, математический, программный, лингвистический, информационный, методический).

Сегодня одной из главных задач Коломенского завода становится сквозная интеграция всех приложений CAD, CAM, CAE, систем управления проектами PDM (Product Data Management), систем промышленной автоматизации, мониторинга и управления технологическими процессами, в том числе создания цифрового макета, параллельного проектирования в распределенных КБ, взаимодействия с цепочкой поставщиков и ERP систем (Enterprise Resource Planting — управление ресурсами предприятия).

Для обеспечения согласованной работы всех участников проекта, реализации и эксплуатации сложной техники необходимо обеспечить инфор-

мационную поддержку всех этапов жизненного цикла изделия, т. е. использовать PLM (Product Lif Management) систему и в конечном итоге создать единое информационное пространство, объединяющее CAD, CAM, CAE, PDM и ERP комплексы.

Несмотря на мощные вычислительные ресурсы, перечисленные расчетные программные комплексы, практически являющиеся универсальными инструментами, не могут обеспечить весь объем моделирования процессов и систем двигателя из-за специфических граничных условий этих процессов, что вызывает необходимость разработки специализированных программ, обеспечивающих приемлемую точность результатов вычислений.

В современных САПР, обеспечивающих весь комплекс CAD/CAM/ CAE технологий, конкретная комбинация программных средств зависит от традиций конструкторской школы и требований заказчиков двигателей, для чего необходимо обеспечить совместимость виртуальных моделей двигателя и объекта, на котором он установлен. К сожалению, все перечисленные программные комплексы базируются в основном на западных программных продуктах.

Справедливости ради следует отметить, что в последние годы на рынке программных продуктов стали появляться разработки российских специалистов. Некоторые из них завод использует, однако полностью исключить применение зарубежных программных продуктов пока невозможно.

Конструкторская школа Коломенского завода выражает надежду, что вклад ученых МГТУ им. Н.Э. Баумана в решение указанных задач может быть весьма существенным. Это, прежде всего, создание элементов мощных САПР и конечно же подготовка квалифицированных кадров.

РАБОТЫ КАФЕДРЫ «ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ» ЗА ПОСЛЕДНИЕ ПЯТЬ ЛЕТ

Л.А. Мягков, к.т.н., доц.,
МГТУ им. Баумана



Научно-исследовательские работы в области оптимизации рабочих процессов и топливоподающей аппаратуры. Руководители работ: проф. кафедры А.С. Кулешов и Л.В. Грехов.

Ужесточение законодательных ограничений к показателям транспортных дизелей, в первую очередь экологических, привело к появлению новых требований, новых технических решений и новых значений показателей функционирования. В полной мере это относится и к одной из важнейших систем дизелей — топливоподающей аппаратуре (ТПА).

За последние годы в результате работ в данном направлении сформирована сквозная технология расчетной оптимизации рабочего процесса и проектирования топливной аппаратуры (рис. 1).



Рис. 1. Схема технологии сквозного проектирования топливной аппаратуры

Концепция проектирования топливной аппаратуры перспективных дизелей

Основные показатели работы ТПА, ее конструктивные и режимные параметры определяются из цикла оптимизационных работ.

1. Оптимизация рабочих процессов (РП) производится по заданным критериям (расходу топлива, вредные выбросы) с учетом много-режимности работы двигателя.

В качестве критерия оптимизации целесообразно принимать удельный расход топлива. Выбросы вредных веществ целесообразно учитывать в качестве ограничений. Комплексная функция цели F отражает нарушение ограничений, выход за пределы границ допустимого компромисса и отход от экстремума критериев оптимизации:

$$F = C_j^Z \cdot \bar{Z}_j + \sum_{i=1}^n C_i^Y \cdot \Delta \bar{Y}_i^2 + \sum_{k=1}^m C_k^X \cdot \Delta \bar{X}_k^2,$$

где C — весовые коэффициенты; Z_j — параметры оптимизации; ΔY_i — нарушения ограничений; ΔX_k — выход параметров за допустимый диапазон.

2. Оптимизация РП выполняется методами математического моделирования рабочего цикла двигателя. Для этого пригодны программы с моделями термодинамического класса, в которых как составляющие описываются процессы распыливания топлива, испарения, смесеобразования, воспламенения, сгорания, образования вредных веществ (программа ДИЗЕЛЬ-РК).

При оптимизации РП используются характеристики впрыскивания. Обычно это расчетные характеристики, полученные в результате первичного моделирования ТПА (Программа ВПРЫСК-4).

3. Наиболее важные для проектирования конструктивные параметры ТПА:

- число и диаметр сопловых отверстий;
- пространственная ориентация сопловых отверстий, выступание носика распылителя в камеру сгорания.

Важнейшие расчетные рабочие параметры ТПА:

- давление впрыскивания (по всем контрольным режимам);
- характеристика впрыскивания (по всем контрольным режимам).

4. Ограничения: максимальное давление в цилиндре, скорость повышения давления $dp/d\phi$, температура газов перед турбиной t_t , температура деталей камеры сгорания, наибольшее давление впрыскивания и д.р.

5. Выбор типа ТПА и частных технических решений определяется с учетом ограничений для параметров РП и других условий.

6. Параметрическая оптимизация ТПА выполняется с итерационным уточнением рабочих параметров и технических решений. Используются адекватные математические модели процессов топливоподачи. (ВПРЫСК-4).

Возможна дискретная оптимизация, вариантность решений.

7. Контрольные расчеты РП выполняются для корректировки рабочих параметров ТПА с повторными циклами оптимизационных расчетов РП.

8. Совместная расчетная оптимизация РП и ТПА позволяет достигать наилучших результатов в кратчайшие сроки, может использоваться для формирования базовых программ в системах управления.

В качестве примеров реализации этой технологии можно привести две работы, выполненные в рамках ФЦП «Двигателестроение».

1. Оптимизация рабочего процесса дизеля Д500 для достижения уровня ВВ EU Stage 3В

Ниже приведены результаты работы по оптимизации рабочих параметров нового отечественного дизеля Д500 с достижением уровня вредных выбросов EU Stage 3В.

Выполнено исследование совместного влияния цикла Миллера, применения рециркуляции ОГ (степень рециркуляции в 0,15–0,2), что требует роста π_k на 0,7 единицы. С учетом того, что давление наддува существенно превышает давление перед турбиной, был применен дополнительный компрессор дожатия ОГ и электроподкрутка ТК. Результаты моделирования показаны на рис. 2.

Вклад разных режимов в суммарную эмиссию вредных веществ существенно отличается: режим полной мощности определяет эмиссию оксидов азота, а режим 50 % P_e — эмиссию твердых частиц. Поэтому для обеспечения требований EU Stage 3В необходимо высокое давление впрыскивания топлива как на средних мощностях, так и на холостом ходу.

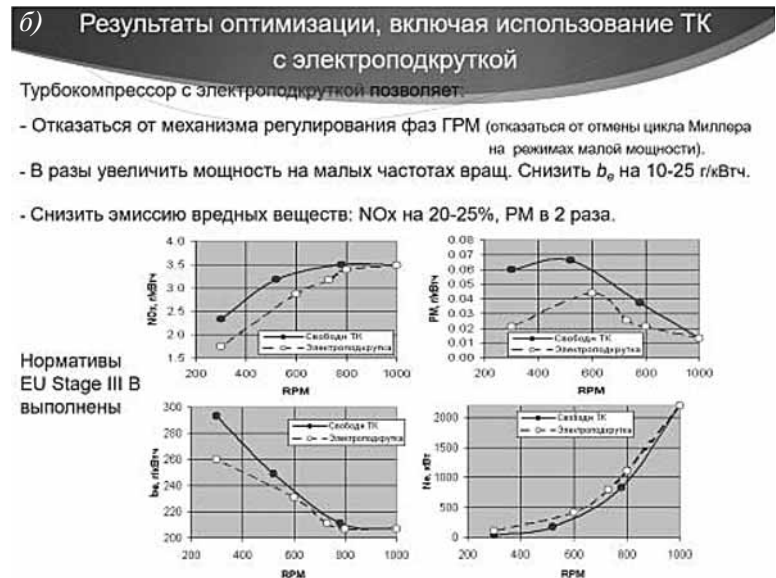
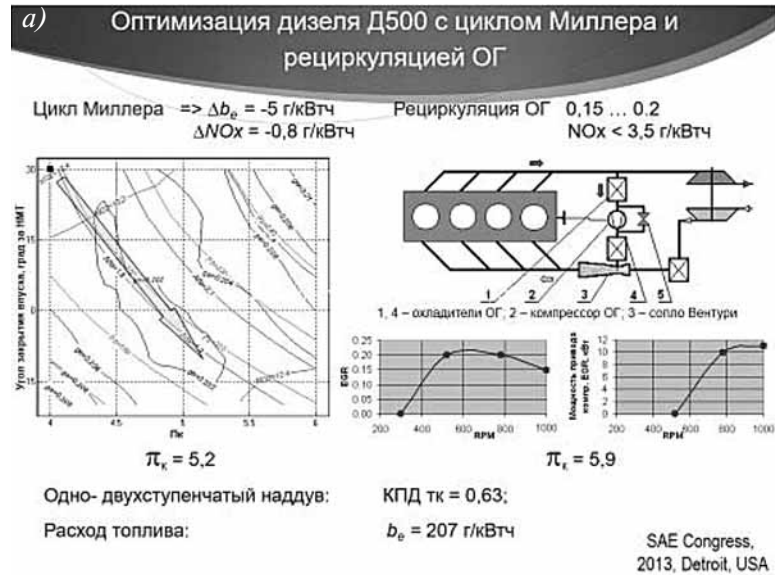


Рис. 2. Оптимизация рабочего процесса дизеля Д500 с циклом Миллера (а), влияние электроподкрутки ТК на показатели рабочего процесса

Оптимизация рабочего процесса среднеоборотного дизеля Д500 на режиме полной мощности проводилась по следующим параметрам: степень сжатия, диаметр сопловых отверстий, степень рециркуляции, давление наддува, длительность впрыскивания, давление топлива, опережение впрыскивания. Важную роль в организации рабочего процесса играет форма характеристики топливоподачи. Для ускорения сгорания топлива желательно иметь как можно более короткие фазы нарастания расхода топлива в начале впрыскивания и убывания расхода в конце. Однако резкое нарастание расхода в начале приводит к жесткому сгоранию и повышенной эмиссии NO_x . Поэтому оптимальной формой фронта характеристики впрыскивания является ломанная линия. Часть параметров, например угол

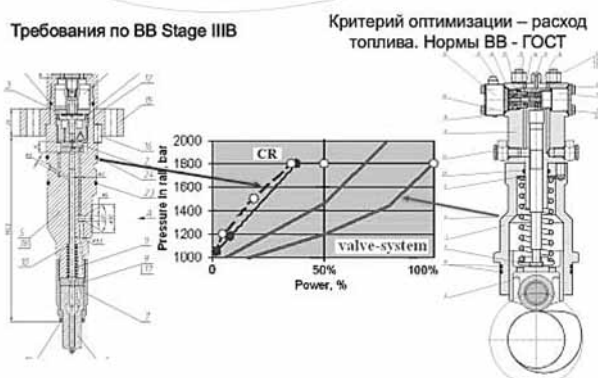


Рис. 3. Сравнение возможностей использования различных типов ТПА

ориентации сопловых отверстий в шатре, число сопел распылителя и некоторые другие, например параметры цикла Миллера выбирались на предварительном этапе оптимального поиска. Отдельной задачей является выбор функции цели. В данной работе использован комплекс, сводящий к единому значению расход топлива, выбросы оксидов азота и сажи. В качестве ограничения были приняты p_z и $dp/d\phi$.

Результаты работы можно сформулировать следующим образом:

➤ для современного форсированного СОД обоснована целесообразность одноразового впрыска топлива, причем с оптимизированным — «ломанным» передним фронтом характеристики впрыскивания;

➤ выбор типа ТПА обусловлен требованиями к уровню выбросов вредных веществ с ОГ. Критерию минимума расхода топлива удовлетворяет традиционная ТПА с электроклапанным управлением. Уровень требований EU Stage IIIB возможно обеспечить только при поддержании высоких давлений впрыска на частичных режимах с применением аккумуляторной системы common rail (рис. 3).

II. Оптимизация рабочего процесса СОД 88-Г (18ДН23/2×30) производства

ЗАО «Дизель-Энерго» (Санкт-Петербург)

Решалась задача расчетного анализа процессов и возможностей форсирования дизеля с номинальной мощностью 5150 кВт при 800 об/мин до уровня 10 000 кВт при 900 об/мин при минимальном внесении изменений в конструкцию двигателя с точки зрения прочности. Двигатель имеет специальное назначение, поэтому экологические характеристики не рассматривались. В цилиндре двигателя установлены две форсунки, каждая с двумя отверстиями по 0,6 мм и одним отверстием 0,45 мм. Поршень имеет канавки

для прохода струй в объем КС. Конструктивные особенности двигателя приведены на рис. 4.

В процессе решения задачи были определены необходимая степень наддува, тип ТПА, разработаны рекомендации по модификации камеры сгорания и распылителей, выполнен расчет состояния деталей камеры сгорания (поршней).

Для требуемого увеличения мощности вполне достаточно умеренного давления наддува, а существующая топливная система ни по давлению, ни по производительности, не может обеспечить форсирование более 130 % от существующего уровня.

При анализе и оптимизации процесса смесеобразования была использована новая версия программы ДИЗЕЛЬ-РК с возможностью расчета пространственного пересечения топливных струй в объеме КС и конечно-элементного анализа теплового состояния поршней (60–80 ячеек на диаметр цилиндра). Специальная программа визуализации позволяет контролировать взаимодей-



Рис. 4. Конструкторские особенности дизеля 18ДН23/2×30



Рис. 5. Пример визуализации распространения струй в КС и оптимизации сопловых отверстий

ствие струй. Для наглядности на рис. 5 показаны только четыре струи от одного распылителя. С увеличением цикловой подачи количество сопловых отверстий пришлось увеличить с трех до четырех. Ориентация сопловых отверстий подобрана таким образом, чтобы взаимодействие струй было бы минимальным. Несмотря на усложнение алгоритма расчета смесеобразования время счета одного режима не превышает 1 мин.

При форсировании дизеля целесообразна замена устаревшей ТПА на ТНВД с электроклапанным управлением с увеличенной производительностью и давлением подачи. Возможно использование как одного ТНВД, так и двух (как в исходном двигателе). В результате оптимизации с новой ТПА прогнозируется снижение расхода топлива дизеля примерно на 10 %.

Кроме того, для трех новейших двигателей — Д200 (6ЧН20/28) ОАО ПДМ, ДМ-185Т (12ЧН18,5/21) ОАО УДМЗ и М150М (12ЧН15/17,5) ОАО «Звезда» — был проведен цикл оптимизационных исследований для выявления оптимальных характеристик впрыскивания в целях выполнения нормативов EU Stage IIIB, EPA Tier IV по выбросам вредных веществ.

Оригинальные математические модели и программы, разработанные сотрудниками кафедры под руководством проф. А.С. Кулешова и Л.В. Грехова, в течение тридцати лет совершенствовались и находили применение в НИР и ОКР для нужд промышленности [1, 2]. Сегодня они являются апробированными инструментами повышения технического уровня двигателей и проектирования ТПА по критериям энергоэффективности и экологичности.

Совместная оптимизация РП и ТПА имеет несомненные достоинства:

- оптимизация РП — единственный обоснованный способ формулирования технических требований к ТПА;
- характеристики топливоподачи необходимы для анализа РП дизеля;
- расчетные параметры РП до начала натурных испытаний могут служить критерием совершенства ТПА;
- программы ДИЗЕЛЬ-РК и ВПРЫСК выполнены в едином концептуальном ключе и позволяют обмениваться информацией.

Рабочая группа газовой динамики, возглавляемая д.т.н. Ю.А. Гришиным, уже свыше 40 лет занимается совершенствованием газообмена и вопросами применения численных методов для моделирования течений в элементах ДВС.

Основные инструменты для работы — ряд программных средств, созданных непосредственно на кафедре. Ключевыми являются ПК NSF-3 для

моделирования трехмерных нестационарных течений сжимаемой жидкости и ПК OneDimFlow, предназначенный для расчета одномерных потоков в разветвленных трактах ДВС.

Программный комплекс ODF предназначен для моделирования одномерных течений газа. Его расчетное ядро построено на базе линеаризованного метода Годунова, а основной интерес представляют авторские граничные условия расчета течения через клапаны двигателя, разветвления, агрегаты турбонаддува и т. п. Программный комплекс допускает расчет каналов произвольной топологической структуры с произвольным числом цилиндров и других элементов.

С применением данного программного комплекса могут решаться задачи исследования и оптимизации колебательных процессов в газозоудушном тракте двигателя, а также вопросы взаимодействия различных цилиндров в многоцилиндровом двигателе. На рис. 6 показан пример моделирования динамического наддува и течения в разветвленном тракте дизеля Д500.

Программный комплекс NSF-3 построен как классический CFD-код универсального назначения. В расчетном ядре используется разработанная проф. Ю.А. Гришиным авторская модификация метода крупных частиц, обеспечивающая значительно лучшую устойчивость по сравнению с оригинальным методом. Расчет осуществляется на ортогональной регулярной сетке с дробными ячейками, генерируемой из заданной в произвольной САПР геометрии. Реализована k-eps модель турбулентности. Имеется возможность проведения расчетов с учетом движения поршня и клапанов.

Комплекс неоднократно применялся для решения задач профилирования элементов газозоудушного тракта новых и серийных двигателей таких заводов, как ОАО «Коломенский завод», ОАО «ГМЗ АГАТ», «Aumet Oy» (Финляндия),

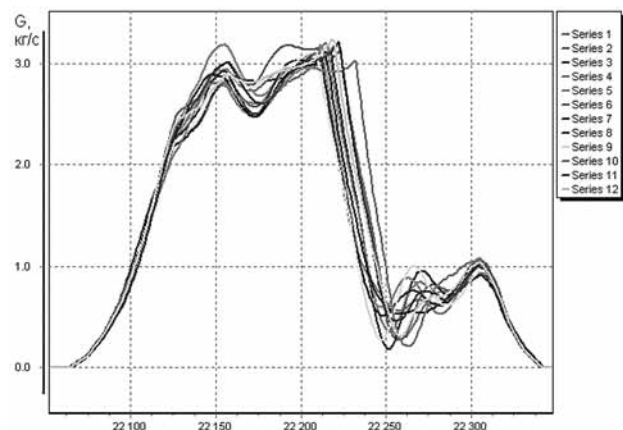


Рис. 6. Моделирование расхода газа в выпускном коллекторе дизеля Д500

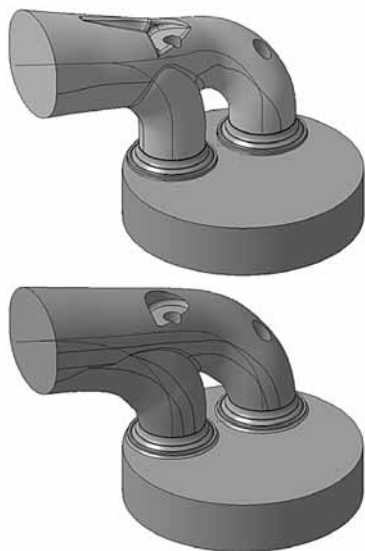


Рис. 7. 3D модель впускного канала крышки цилиндра дизеля Д500 (базового и предлагаемого вариантов)

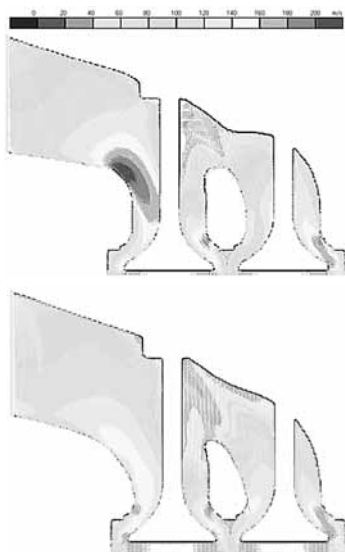


Рис. 8. Результаты моделирования течения во впускном канале крышки цилиндра дизеля Д500

ОАО «КамАЗ». Некоторые результаты этих работ приведены на рис. 7 и 8.

Оптимизация профиля позволила увеличить максимальный расход воздуха через впускной канал на 23 %, через выпускной на 16,2 % по сравнению с базовым вариантом. Прирост мощности дизеля при этом составит 40 кВт, уменьшение удельного расхода топлива 2 г/кВт·час.

Оба программных комплекса широко используются в учебном процессе для подготовки студентов и аспирантов кафедры.

Работы по изучению локального теплообмена выполняются под руководством профессора Р.З. Кавтарадзе по следующим направлениям:

- исследование процессов наполнения, смесеобразования и сгорания топлива в поршневых двигателях в 0–1-мерной и 3-мерной постановках;
- локальный теплообмен в камерах сгорания поршневых двигателей различных типов;
- моделирование образования вредных веществ при горении топлива в дизелях;
- рабочий процесс двигателей при использовании альтернативных топлив.

Продолжено совершенствование программных комплексов MZM (многозонное моделирование внутрицилиндровых процессов) и «Heat Transfer» (моделирование локального теплообмена для осесимметричной модели камеры сгорания), разработка которых ведется уже более 15 лет. Моделирование 3D процессов осуществляется в ПК AVL FIRE, доступного в рамках лицензионного соглашения с AVL List GmbH.

Многозонная модель, реализованная в программном комплексе MZM (разработка кафедры Э2), позволяет определить локальные нестационарные температуры рабочего тела и давление в КС, а следовательно, получить более точные данные для расчета кинетики образования вредных веществ. Для оценки количества топлива, попадающего в каждый контрольный объем (КО) используется программа «Fakel», также разработанная на кафедре Э2 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Математическая модель, реализованная в MZM, учитывает радиационный тепловой поток от соседних КО.

Программа «Heat Transfer», позволяющая на основании результатов нульмерного моделирования рабочего процесса двигателя определить параметры теплообмена (тепловой поток, тепловые граничные условия) на поверхности

КС с учетом геометрии камеры в поршне в осесимметричной постановке. В математической модели учитывается наличие динамического и теплового пограничного слоя. На рис. 9 показаны результаты расчета теплообмена и образования оксидов азота в камере сгорания дизеля.

Программный комплекс AVL FIRE применялся для сквозного расчета процессов наполнения, смесеобразования, сгорания и выпуска газового двигателя 6ГЧН21/21 (280ГД) разработки ОАО «Волжский дизель им. Маминых». Характеристики двигателя: 4-тактный, 6-цилиндровый, с рядным расположением цилиндров, жидкостного охлаждения с газотурбинным наддувом и промежуточ-

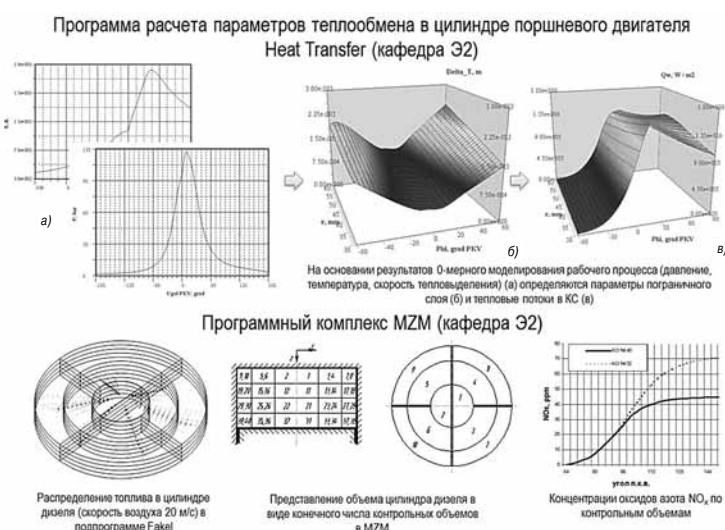


Рис. 9. Результаты расчета теплообмена и образования оксидов азота в камере сгорания дизеля в программах «Heat Transfer» и MZM, разработанных на кафедре

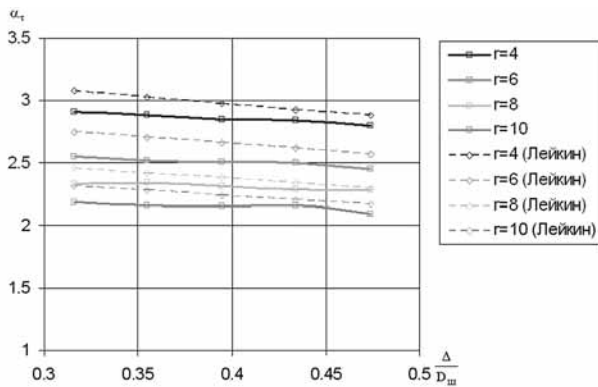


Рис. 10. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в галтели шатунной шейки при кручении

ным охлаждением надувочного воздуха, форкамерно-факельным зажиганием (инициация сгорания в форкамере — от электрической искры). Результаты расчетов позволяют выдать практические рекомендации по изменению как регулировочных, так и конструктивных параметров двигателя.

Направление конструирования и прочности двигателей продолжает активно развиваться под руководством профессора Н.Д. Чайнова. Было проведено большое количество работ, основным заказчиком которых выступил Коломенский завод. В результате выполнения НИР удалось обобщить многие наработки, сделанные за последние 15 лет, и опробовать их «сквозное» использование.

В области расчета коленчатого вала был получен ряд новых результатов, которые позволяют уточнить существующие методики. Так современные методы численного моделирования напряженно-деформированного состояния позволили расширить границы применимости соотношений, полученных экспериментально более полувека назад. На рис. 10 и 11 показаны зависимости теоретического коэффициента концентрации напряжений в галтели шейки при кручении КВ и теоретического коэффициента концентрации напряжений в маслоподводящем отверстии при изгибе колена вала. В дальнейшем эти данные были включены в программный пакет KVAL, кото-

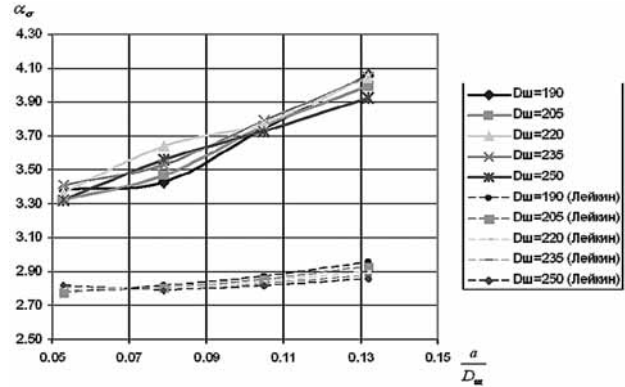


Рис. 11. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в маслоподводящем отверстии при изгибе колена вала

рый реализует аналитический подход к расчету коленчатого вала как по разрезной, так по неразрезной схемам, учитывая при этом по-

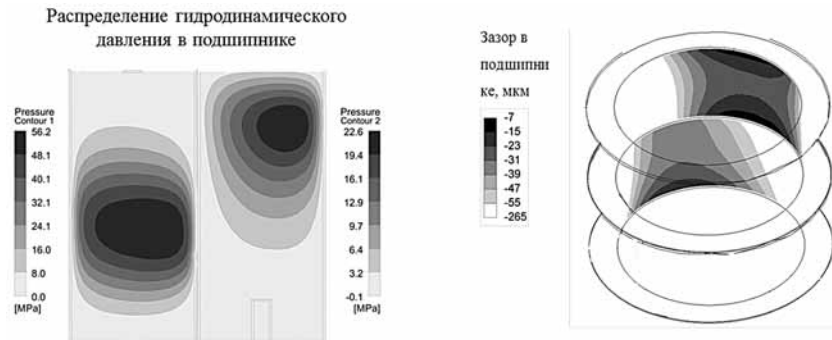


Рис. 12. Распределение параметров шатунных подшипников дизеля Д500

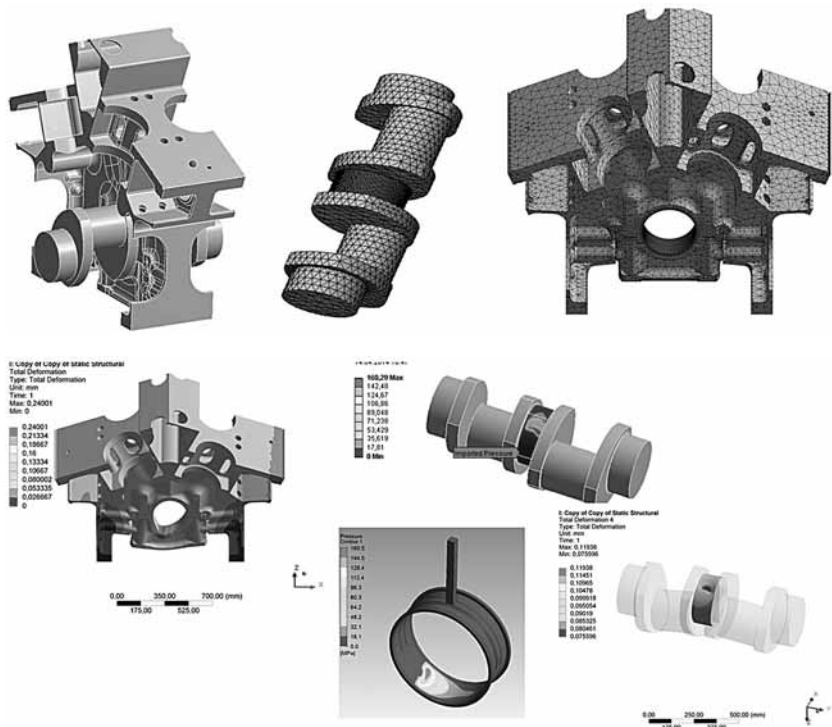


Рис. 13. 3D модель блок-картер коленчатый вал и результаты моделирования работы коренного подшипника дизеля Д500

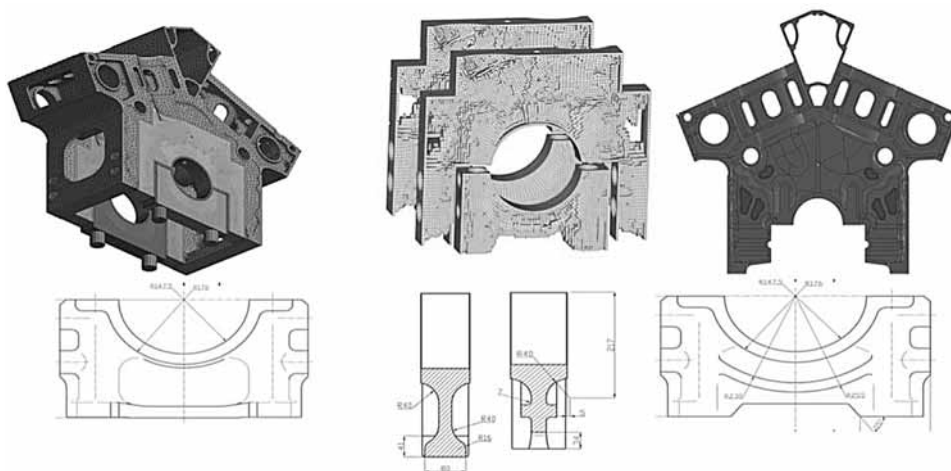


Рис. 14. Результат топологической оптимизации стойки остова дизеля Д500

дательность коренных опор и напряжения, возникающие от крутильных колебаний.

Был выполнен ряд работ по расчетному обоснованию технологических режимов обкатки галтелей коленчатого вала, проводимой для повышения его циклической прочности.

Большие усилия были затрачены на разработку методик упруго-гидродинамического расчета шатунных и коренных подшипников коленчатого вала на основе современных сред численного анализа, например ANSYS. На рис. 12 представлены результаты моделирования шатунных подшипников перспективного дизеля Д500.

Расчет коренного подшипника проводился в постановке, показанной на рис. 13. Физическая расчетная модель включала два соседних колена и секцию остова двигателя. Расчет также проводился в гидроупругой, неизотермической постановке.

В дальнейшем результаты моделирования напряженно-деформированного состояния остова были использованы для проведения топологической оптимизации детали. Для ее реализации был разработан алгоритм оптимизации по критерию циклической прочности с учетом ограничений на изменение формы подшипника. На рис. 14 показаны оптимизируемая модель и результаты оптимизации. Хорошо видны области с «лишним материалом» и изменение формы крышки коренной опоры (слева исходная форма, справа — оптимизированная).

Данная технология положена в основу определения рациональных силовых схем деталей, подверженных как статическим, так и циклическим

механическим нагрузкам.

Направление термомеханической выносливости теплонапряженных деталей. В рамках данного направления продолжалась разработка методик моделирования напряженно-деформированного состояния поршней и крышек цилиндров высокофорсированных дизелей с учетом неупругого деформирования, вызванного тепловыми нагрузками

(релаксации напряжений, определяющих малоцикловой характер циклической прочности), а также высокочастотными механическими и тепловыми нагрузками возникающими в течение одного рабочего цикла, действующими с различной фазой и имеющими многоцикловой характер.

На рис. 15 показаны результаты моделирования теплового напряженно-деформированного состояния стального поршня ЧН13/15 с уровнем



Рис. 15. Температурное поле и поля суммарных напряжений в стальном поршне дизеля ЧН13/15 при уровне форсирования ($p_e = 35$ бар и $p_c = 300$ бар), цикл накопления остаточных деформаций и остаточных напряжений в кромке камеры сгорания

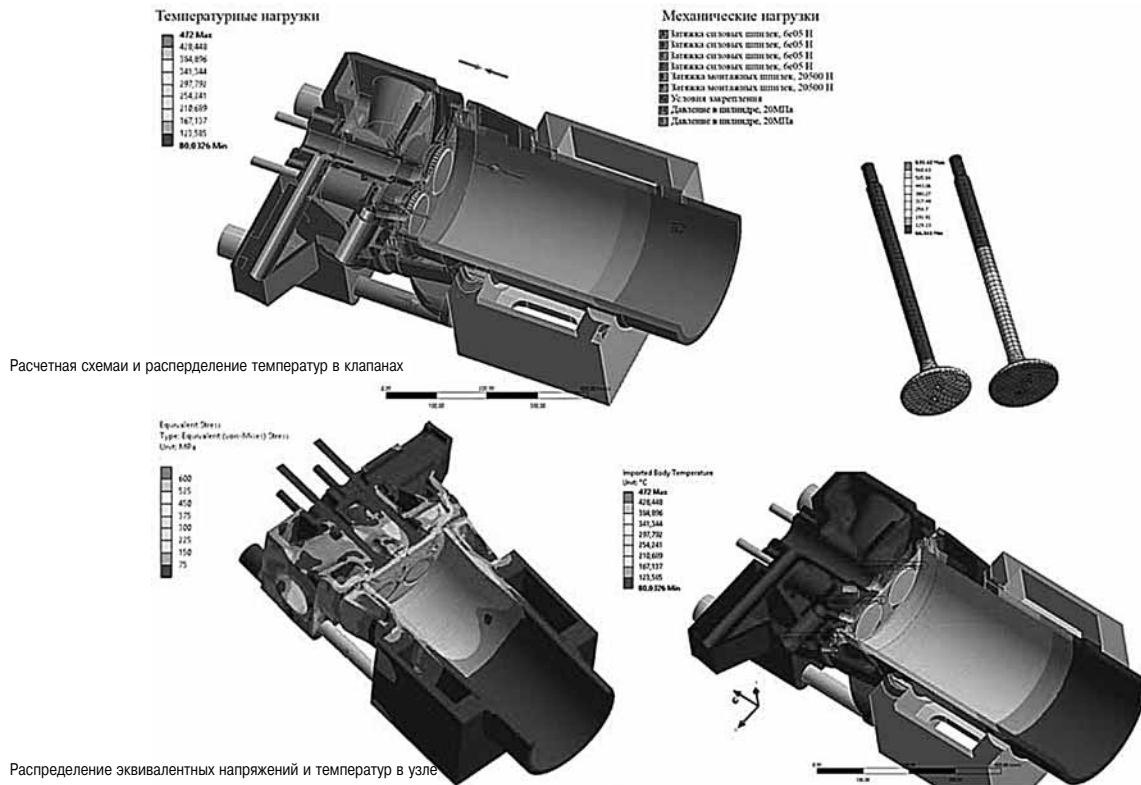


Рис. 16. 3D модель и результаты расчета ТНДС узла крышка цилиндра– клапана–прокладка стыка–цилиндр

форсирования по $p_e = 35$ бар при максимальном давлении цикла $p_z = 300$ бар.

В последние годы удалось реализовать обобщенную методику компьютерного моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) крышек цилиндров.

Производительность современных компьютеров позволяет в настоящее время учитывать практически все действующие на деталь нагрузки. При этом стало возможным проводить сопряженные расчеты, чтобы учесть теплообмен как между охлаждающей жидкостью и поверхностями охлаждения, так и между рабочим телом и газозооными каналами крышки. При моделировании теплообмена в полости охлаждения проводится расчет течения охлаждающей жидкости в блоке, в результате выбирается цилиндр с худшими условиями, далее проводится детальная оценка течения в этой полости, включая учет процесса кипения на поверхности раздела. При

расчете учитываются смежные детали: прокладка газового стыка и седла с клапанами. Температурное поле клапанов и седел согласуются между собой с помощью итерационной процедуры. На рис. 16 представлены расчетная схема, и результаты расчета узла крышка цилиндра–цилиндр–часть блока цилиндров

В качестве заключения хотелось бы отметить, что несмотря на сложности обеспечения экспериментальных научных исследований, коллективу кафедры удалось сохранить и развить научный потенциал и квалификацию а области моделирования физических процессов, протекающих в поршневых двигателях. В настоящее время основное внимание кафедры сосредоточено на восстановлении экспериментальной исследовательской базы, поскольку основой создания новых математических моделей и их верификации являются экспериментальные данные, как на модельных установках, так и на натурных объектах.

РАЗВИТИЕ СИСТЕМ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАДДУВА ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.Е. Циплёткин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Выполнен обзор и анализ развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) четырех- и двухтактных двигателей различного применения. Показано, что системы ДСН для этих двигателей имеют различное конструктивное исполнение и различаются по эффективности воздействия на улучшение рабочих параметров и уровень вредных выбросов. В четырехтактных двигателях с циклом Миллера снижение вредных выбросов NO_x оценивается величиной 40 %, в то время как в двухтактных эффект применения ДСН выражается в снижении расхода топлива на 2–5 г/кВт·ч.

Исследования систем двухступенчатого наддува (ДСН), представленные в докладах конгресса CIMAC, довольно подробно освещены в статьях [1–3]. В настоящем обзоре дан краткий перечень и анализ ранее выполненных ведущими мировыми производителями ТК работ по развитию систем ДСН.

1. ABB Turbo Systems Ltd

Новые требования к турбокомпрессорам для снижения вредных выбросов [4] (CIMAC 2007)

Для оценки потенциальных возможностей систем ДСН фирма ABB выполнила моделирование и проанализировала различные варианты циклов Миллера с высоким давлением наддува. Анализ показал, что в современном двигателе есть возможность снижения удельного расхода топлива на 10 %, и выбросов окислов азота на 40 %. Выполнено исследование изменения среднего эф-

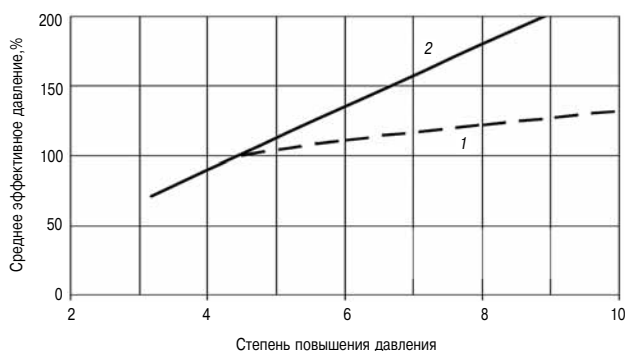


Рис. 1.1. Изменение среднего эффективного давления в зависимости от степени повышения давления в двигателе с циклом Миллера (1) и без него (2)

фективного давления в зависимости от степени повышения давления в двигателе с циклом Миллера и без него (рис. 1.1).

CIMAC 2010. Влияние на систему наддува требований IMO Tier III [5]

Фирма ABB выполнила краткий обзор технологий снижения выбросов NO_x и проанализировала возможности достижения требований IMO Tier III методами моделирования работы систем каталитического восстановления (SCR) и рециркуляции отработавших газов (EGR) при использовании ДСН.

CIMAC 2010. Двухступенчатый наддув — оптимальная адаптация двигателя [6]

Рассмотрен комплекс вопросов оптимальной адаптации ДСН к условиям работы среднеоборотного двигателя (СОД) со средним эффективным давлением $p_{me} = 24$ бар. Соотношение между p_{me} и требуемым давлением наддува установлено методами моделирования. Результаты расчетов показали, что выбросы NO_x снижаются линейно с ростом π_k , а удельный расход топлива имеет четкий минимум, соответствующий значению $\pi_k = 7$. Выполнена оценка оптимального распределения π_k между ступенями низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) для получения максимального КПД системы и поэтапный параметрический анализ возможности снижения расхода топлива и выбросов NO_x при переходе от одноступенчатой системы наддува (ОСН) к ДСН.

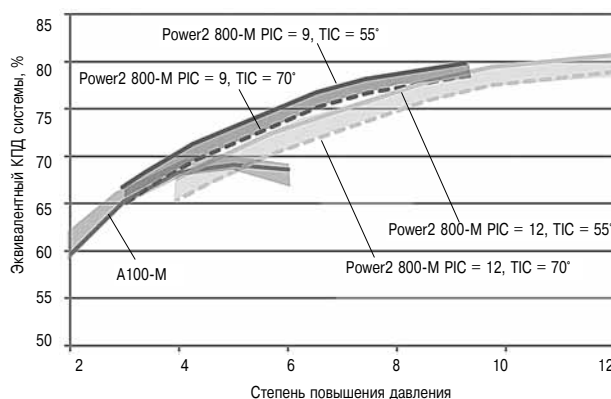


Рис. 1.2. Зависимость КПД системы Power2 800-M от степени повышения давления при температуре воздуха 55 и 70 °С на выходе из межступенчатого охладителя

СИМАС 2013. Второе поколение двухступенчатой системы наддува для среднеоборотных газовых и дизельных двигателей [7]

Исходя из требований высокой форсировки и соблюдения норм выбросов NO_x , фирма разработала систему ДСН второго поколения Power2 800-М, состоящую из двух отдельных турбокомпрессоров (ТК). ДСН обеспечивает общую степень повышения давления до 12 и КПД до 80 % (рис. 1.2).

ДСН включает четыре типоразмера ТК для наддува СОД с размерами цилиндра от 300 до 500 мм. Турбокомпрессоры как ВД, так и НД выполнены с осевыми турбинами, для достижения требуемых больших расходов и обеспечения оптимальной компоновки на двигателе. Приведены характеристики компрессоров и турбин для ступеней ВД и НД в относительных параметрах, для турбин даны абсолютные значения КПД.

Продолжен анализ взаимодействия системы ДСН с технологиями снижения выбросов NO_x до уровня требований IMO Tier III.

СИМАС 2013. Вклад системы наддува в улучшение экономичности двухтактных малооборотных двигателей [8]

Основываясь на имеющемся опыте и результатах моделирования, фирма АВВ оценила возможности применения ДСН в двухтактных двигателях. Теоретический анализ показывает, что располагаемый высокий КПД системы ДСН не позволяет увеличить давление продувочного воздуха при постоянном отношении максимального давления сгорания и p_{me} . В отличие от четырехтактного в двухтактном двигателе потери цикла Миллера не компенсируются положительной работой поршня. Исходя из этого представлено два возможных варианта применения ДСН.

Первый вариант — турбокомпаундная система с силовой турбиной (СТ) для двигателей с умеренной форсировкой. Эта система позволяет максимально снизить расход топлива во всех сопоставимых вариантах. Однако оценка эффективности коммерческих проектов, реализованных в прошлом с силовой турбиной, показала, что первоначальные затраты ожидаются высокими, а сроки окупаемости — длительными.

Второй вариант — для двигателей с высоким уровнем форсировки (30 бар) с соответствующим снижением размеров цилиндропоршневой группы. Реализация варианта позволяет снизить расход топлива, но существенно сокращает остаточную энергию, доступную для работы котлов-утилизаторов.

СИМАС 2016. Представляет ли интерес двухступенчатый наддув для двухтактных двигателей? [9]

Двухтактные малооборотные двигатели (МОД) являются главными силовыми установками для крупных коммерческих судов. К их преимуществам относятся прямой привод винта без редуктора и максимально достижимый КПД. Но использование ДСН для повышения их эффективности до сих пор находится в стадии теоретических разработок.

ДСН характеризуется более резким падением КПД турбокомпрессора в сопоставлении с ОСН при работе на частичных нагрузках. Причина состоит во влиянии на КПД ДСН промежуточного охлаждения при низких степенях π_k и уменьшающегося отношения давлений в ступени низкого (НД) и высокого давления (ВД) (коэффициент распределения давлений между ступенями). Снижение влияния промежуточного охлаждения достигается уменьшением разности температур на выходе из ступени НД и из промежуточного охлаждения при работе на частичной нагрузке. Снижение коэффициента распределения давлений определяется характеристиками турбин. Распределение π_k между ступенями желательно устанавливать несколько выше оптимума, который имеет значения в интервале от 1,5 до 1,75 для типичных температур промежуточного охлаждения воздуха от 60 до 70 °С.

Для оптимизации параметров работы ДСН на частичной нагрузке используется перепуск ОГ на турбине ВД, что позволяет регулировать степень повышения давления двух ступеней компрессора и коэффициент распределения давлений между ними (рис. 1.3). Система наддува, настроенная на частичную нагрузку, обеспечивает более высокий коэффициент распределения давлений, чем при полной нагрузке. При этом перепуск на турбине ВД выполняется только при полной

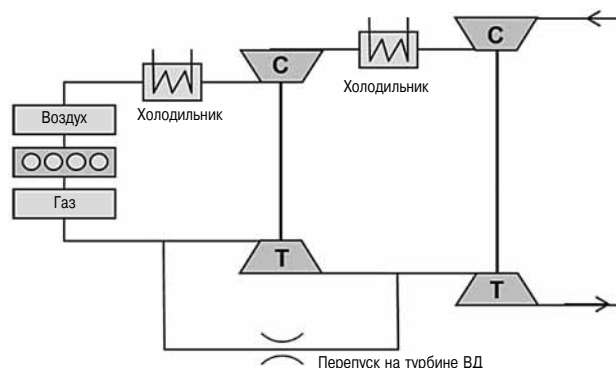


Рис. 1.3. Двухступенчатая система наддува с перепуском на турбине высокого давления

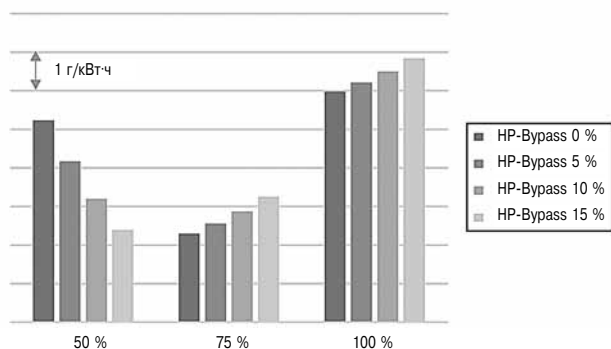


Рис. 1.4. Влияние на топливную экономичность перепуска газа на турбине высокого давления

нагрузке. При низких и средних нагрузках перепуск закрыт. Система работает подобно ОСН с тем отличием, что ОГ перепуска поступает в турбину низкого давления (НД).

Поскольку турбина ВД должна работать с тем же самым коэффициентом расширения на режимах с перепуском, пропускная способность турбины должна быть соответственно уменьшена. На режимах с закрытым перепуском меньшая пропускная способность турбины ВД создает дополнительное давление наддува. Результаты моделирования показали, что перепуск, равный 15 % на режиме 50 % от номинала, улучшает топливную экономичность на 2–3 г/кВт·ч с потерей экономичности в 1 г/кВт·ч на номинальной мощности (рис. 1.4).

Увеличение степени повышения давления компрессора и КПД турбокомпрессора использовалось на МОД для увеличения p_{me} при одновременном снижении высоты продувочных окон (ПО). Более низкая высота ПО позволяет увеличить ход расширения и улучшить топливную экономичность. При этом процесс продувки укорачивается, но потеря воздушного заряда компенсируется увеличением давления наддува при повышенном КПД турбокомпрессора. На

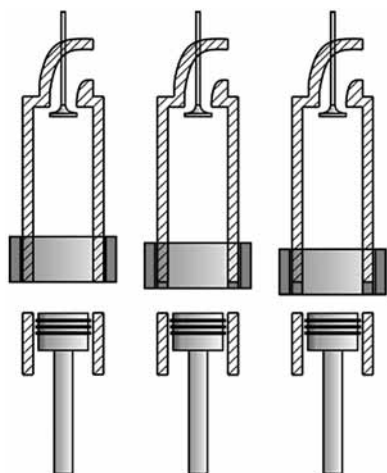


Рис. 1.5. Изменение высоты впускного окна механизмом пиноли

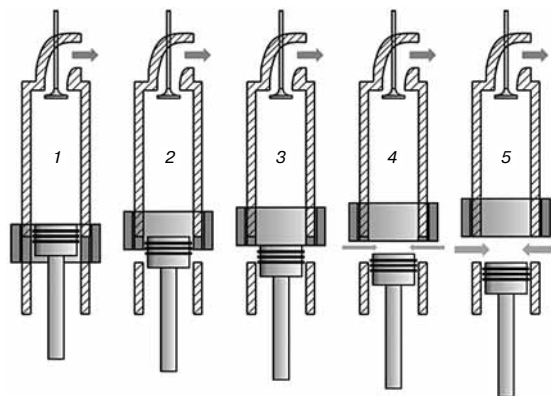


Рис. 1.6. Асимметричное открытие продувочного окна. Последовательность процедур открытия продувочного окна:

1 — выпускной клапан полностью открыт; 2 — край поршня достигает верхнего конца впускного отверстия. 3 — край пиноли достигает края поршня; 4 — ПО, частично покрытые пинолью; начинается продувка; 5 — ПО полностью открыты

средних нагрузках двигателя обычно имеется избыточный КПД турбокомпрессора в сопоставлении с предельной нагрузкой. Это дает возможность снизить высоту ПО настолько, насколько позволяет располагаемый КПД турбокомпрессора на каждом режиме работы.

Таким образом, для повышения экономичности на долевых режимах требуется управление открытием и закрытием ПО. Рассматриваются два метода изменения фаз открытия и закрытия ПО, которые обеспечивают продолжительное расширение при сохранении достаточной продолжительности продувки для очистки цилиндра. Первый метод дает возможность сохранить симметричность фаз открытия и закрытия продувочного окна при изменении его высоты на различных нагрузках (рис. 1.5). Во втором методе используется асимметрия фаз открытия и закрытия впускных окон (рис. 1.6). Возможна комбинация обоих методов, так как оба они строятся на одинаковом принципе действия. Для реализации регулируемых фаз открытия и закрытия ПО в со-

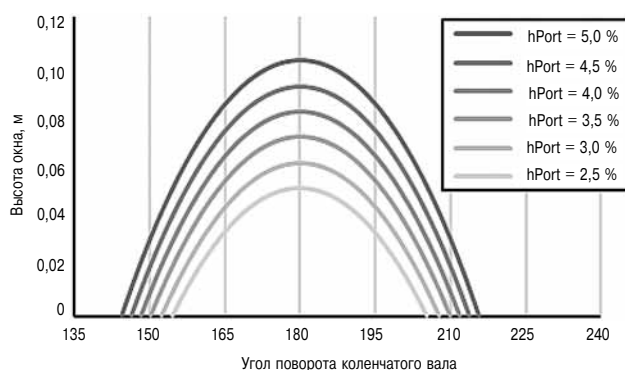


Рис. 1.7. Изменение высоты ПО при их симметричном открытии

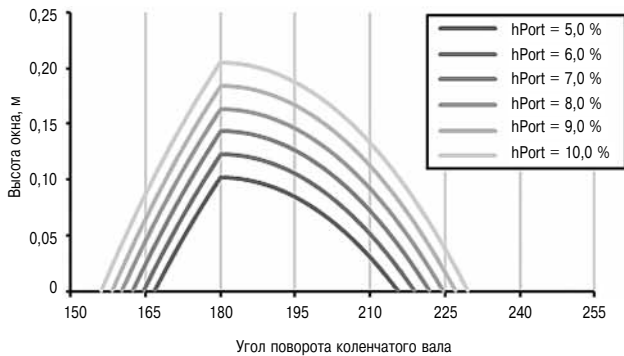


Рис. 1.8. Изменение высоты ПО при их асимметричном открытии

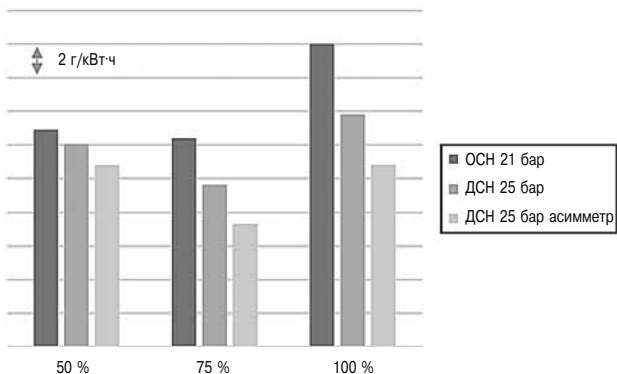


Рис. 1.9. Сопоставление удельного расхода топлива при ОСН и ДСН

ответствии с патентом [10] предлагается введение пиноли (золотника), способного закрыть полностью высоту ПО в пределах гильзы цилиндра.

Для изменения высоты ПО требуется исполнительный механизм. При асимметричном открытии ПО необходимо перемещать пиноль со скоростью, превышающей скорость поршня. Пиноль и поршень движутся в противоположных направлениях. ПО начинают открываться после того, когда края поршня и пиноли совмещаются.

Изменение высоты ПО при симметричном и асимметричном их открытии приведены на рис. 1.7 и 1.8.

Результаты моделирования, выполненного для МОД с диаметром цилиндра 50 см и $p_{me} = 25$ бар, показали, что использование системы ДСН с асимметричным открытием ПО позволяет снизить расход топлива на 2–7 г/кВт·ч в диапазоне нагрузок 50–100 % от номинала по сравнению с ОСН при $p_{me} = 21$ бар (рис. 1.9).

2. Wartsila, Wartsila Corporation Research & Development

CIMAC 2007. Использование двухступенчатой системы наддува для снижения выбросов на четырехтактных среднеоборотных дизелях [11]

Фирма «Wartsila» оценила преимущества использования глубокого цикла Миллера на основе моделирования и испытаний двигателя Wartsila 20 с $p_{me} = 27,3$ бар и ДСН с общей степенью

повышения давления 8,3. В результате оптимизации ДСН уровень достигнутого КПД превысил 72 % на полной нагрузке и 75 % — на частичной, что позволило снизить удельный расход топлива на 2–3 % и эмиссию NO_x на 50 %.

CIMAC 2010. Конструкция и первое применение двухступенчатой системы наддува на среднеоборотном двигателе [12, 13]

Фирма «Wartsila» приступила к разработке промышленного ДСН для СОД W20V32. Система наддува состоит из четырех ТК (по одному турбокомпрессору ВД и НД на каждый блок) с охладителями воздуха. Система наддува скомпонована на одном конце двигателя. При настройке двигателя на минимальную экономичность было достигнуто снижение удельного расхода топлива на 8,4 г/кВт·ч, при этом концентрация $NO_x = 576$ ppm. При настройке на минимальные выбросы снижение удельного расхода топлива составило 4,7 г/кВт·ч, концентрация $NO_x = 538$ ppm [13].

CIMAC 2013. Разработка современного четырехтактного дизеля на фирме «Wartsila» [14]

Приведены результаты исследований по снижению эмиссии NO_x на различных опытных двигателях с ДСН, начиная с 2006 г. (рис. 2.1 и 2.2). Испытания ДСН в комбинации с такими

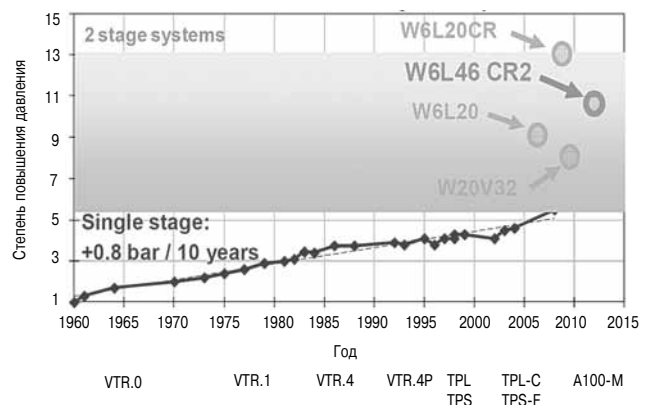


Рис. 2.1. Хронология развития двухступенчатых систем наддува на двигателях фирмы «Wartsila»

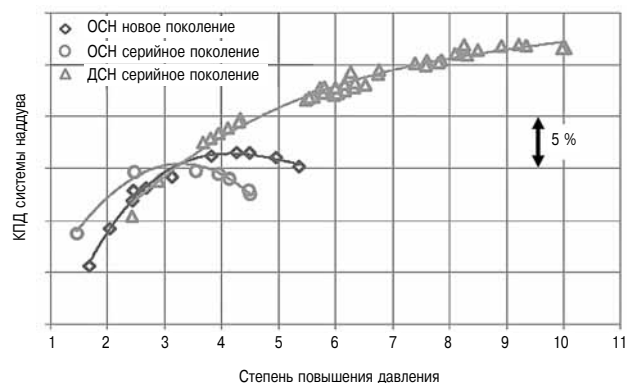


Рис. 2.2. КПД систем двух- и одноступенчатого наддува

технологиями, как EGR и SCR, выполнялись на опытном двигателе 6L20. Первая промышленная система ДСН на двигателе W20V32 была испытана в эксплуатации. Испытания подтвердили снижение NO_x и повышение топливной экономичности вследствие высокого КПД системы наддува.

Исследования на двигателе W6L46 совместно с системой ДСН (максимальный КПД больше 75 %) показали возможность увеличения мощности на 20 % при улучшении эффективности двигателя в диапазоне средних и высоких нагрузок на 6 %. Проектные рабочие параметры были достигнуты при выполнении всех ограничений по термической нагрузке и максимальному давлению сгорания.

При разработке системы ДСН особое внимание было уделено ее конструктивному исполнению, при котором:

- вся система наддува размещается на двигателе;
- обеспечиваются компактные размеры двигателя при сохранении удобства обслуживания и хорошей эксплуатационной надежностью;
- предусматриваются необходимые средства управления наддувом (воздух/отработавший газ/охлаждающая вода) в пределах располагаемого габарита.

Основываясь на результатах работы системы ДСН для двигателей W20V32 и W6L46, фирма «Wartsila» выполнила оптимальные компоновки для будущих моделей V-образных и рядных среднеоборотных дизелей и газовых двигателей среднего размера.

СИМАС 2016. Опытные двигатели с двухступенчатой системой наддува [15]

Дизели

Для снижения удельного расхода топлива и выброса NO_x был использован цикл Миллера на двигателях Wartsila еще в девяностые годы. Глубокий цикл Миллера обеспечивает дальнейшее улучшение параметров, но требует увеличения



Рис. 2.3. Двухступенчатая система наддува на двигателе W6L20



Рис. 2.4. Влияние цикла Миллера на π_k и эмиссию NO_x

давления наддува до значений, при которых необходима система ДСН. Первые испытания были проведены на дизеле Wartsila 6L20, при этом ТК второй ступени был размещен на отдельной стойке (рис. 2.3).

Первые результаты испытаний показали, что выбросы NO_x снижены почти на 50 % от исходного уровня (рис. 2.4).

На основе положительного опыта первых испытаний был спроектирован и изготовлен полноразмерный 20-цилиндровый двигатель Wartsila 32 (Wartsila 20V32TS) с глубоким циклом Миллера и ДСН. Все элементы системы наддува были компактно установлены на одном конце двигателя. Этот двигатель имеет номинальную цилиндровую мощность 520 кВт при 750 об/мин. Концентрация NO_x для первоначальной версии двигателя была установлена на уровне 550 ppm, однако на построенном двигателе она увеличилась до 710 ppm. Снижение удельного расхода топлива при этом составило около 4 % [10].

Приведены обобщенные результаты выполненных стендовых испытаний дизеля:

- увеличение выходной мощности на 13–15 %,
- повышение КПД системы наддува на величину до 10 %,
- снижение удельного расхода топлива на 7–9 г/кВт·ч,
- снижение выброса NO_x до 50 %,
- тепловая нагрузка ниже максимальных пределов даже при высоких температурах окружающей среды и на больших высотах.

Выявлены проблемы и необходимые доработки:

- ухудшение рабочих параметров на долевых режимах и при принятии нагрузки требует введения переменных фаз газораспределения;
- необходимы специальные ТК, предназначенные для использования в составе систем ДСН;
- требуются исследования различных вариантов перепускных механизмов.

Турбокомпрессор высокого давления (ВД) требует снижения объемного расхода при низких

степенях повышения давления, то есть лучшей эффективности при $\pi_k = 2,0-2,5$. При этом с учетом переменного времени открытия впускного клапана, компрессор НД должен иметь широкую расходную характеристику, а ТК ВД быть работоспособным при высоком давлении на впуске. ТК НД может быть традиционной конструкции, но с повышенной пропускной способностью турбины.

На следующем этапе была разработана система ДСН для рядного двигателя Wartsila 6L46F с большим диаметром цилиндра, которая должна обеспечить динамику двигателя, аналогичную динамике с ОСН [12]. Испытания двигателя начались в 2012 г. Двигатель служил многоцелевой моделью для испытаний системы ДСН в сочетании с SCR и EGR и перепуском. В период испытаний с 2012 по 2015 г. наработка двигателя составила около 2000 часов. Была достигнута π_k около 10,0 и общий КПД системы ДСН 77 % при $p_{me} = 31,4$ бар. Использование глубокого цикла Миллера позволило снизить удельный расход топлива на 10 г/кВт·ч при нагрузке $p_{me} = 25,9$ бар. Снижение выбросов NO_x составляет около 30 %, а тепловая нагрузка деталей камеры сгорания была значительно ниже, чем при использовании ОСН.

Газовые и двухтопливные двигатели

Разработка системы ДСН для газового двигателя началась на одноцилиндровом отсеке в 2011 г. для изучения возможностей этой системы наддува.

Цикл Миллера приводит к снижению температуры воздушного заряда, что положительно воздействует как на возможный пропуск вспышек, так и на снижение детонации. Расширение диапазона по коэффициенту избытка воздуха позволяет газовому двигателю работать с его оптимальным значением, равным 2, при более высокой форсировке по p_{me} . (рис. 2.5).

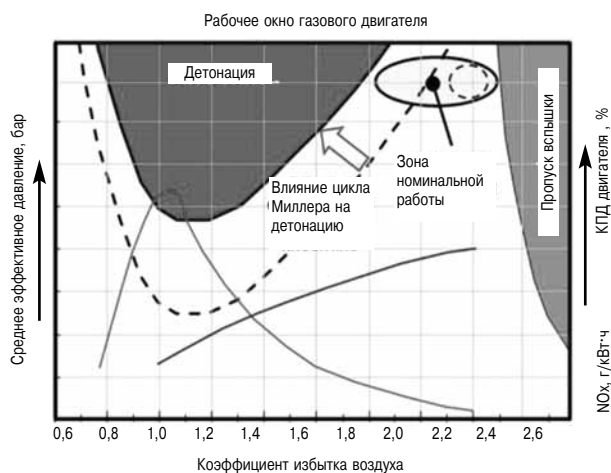


Рис. 2.5. Влияние экстремального цикла Миллера на зоны работы газового двигателя

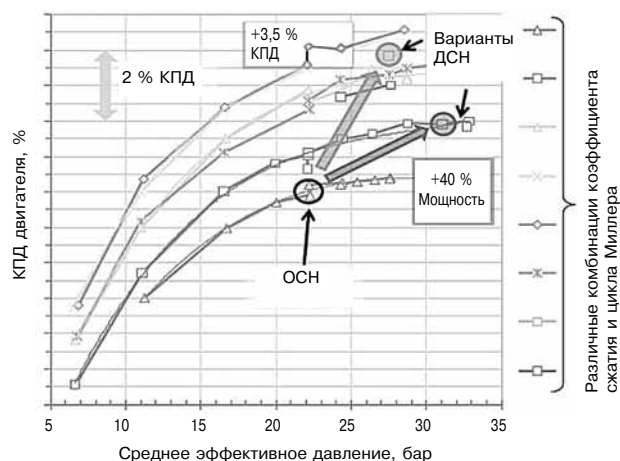


Рис. 2.6. Результаты оптимизации рабочего процесса газового двигателя на одноцилиндровом отсеке с ДСН

Расширение диапазона режимов работы может быть эффективно использовано для улучшения характеристик газового двигателя по следующим параметрам:

- повышение форсировки за счет увеличения p_{me} ;
- повышение КПД двигателя за счет увеличения степени сжатия;
- возможность работы на полной мощности при использовании топлива с низким метановым числом;
- возможность работы на полной мощности при неблагоприятных внешних условиях (повышенная температура окружающего воздуха) или большая высота.

Развитие ДСН газового двигателя при увеличении степени форсировки по p_{me} связано с ростом степени повышения давления (рис. 2.6 и 2.7). При этом более высокие значения p_{me} и КПД требуют согласования с максимальным давлением сгорания. (рис. 2.8).

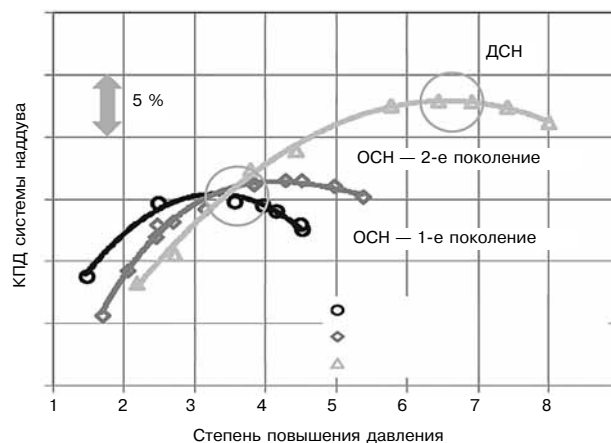


Рис. 2.7. Параметры экстремального цикла Миллера для газового двигателя

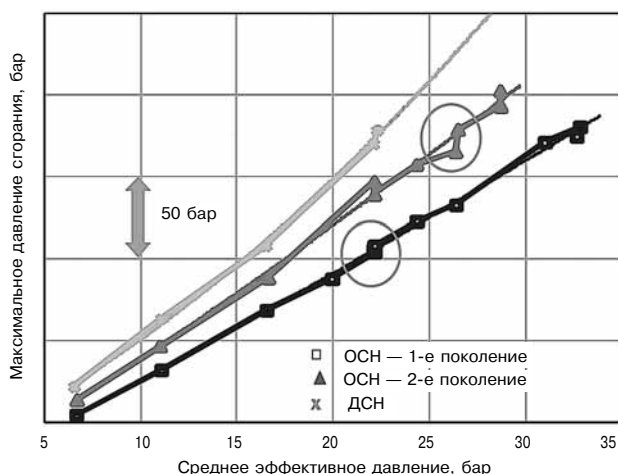


Рис. 2.8. Параметры экстремального цикла Миллера

Результаты исследований на одноцилиндровом отсеке позволили перейти к испытаниям на полноразмерных газовых и двухтопливных двигателях Wartsila 34SG и Wartsila 20DF. Благодаря повышенной стойкости к детонации появилась возможность улучшить способности к принятию нагрузки.

В дальнейшем был разработан опытный двухступенчатый двигатель 20V32SG с ДСН, испытания которого начались в 2013 г. При его создании ставилась задача максимально увеличить мощность и КПД по сравнению с дизелем за счет более стабильного сгорания. При этом задача снижения выбросов NO_x не ставилась, так как настройка двигателей, как правило, соответствует требованиям TA-Luft.

Результаты испытаний показали:

- Возможность увеличения мощности на величину до 35 %. Предел детонации больше не является ограничивающим фактором для увеличения мощности, однако максимальное давление сгорания ограничено. Достигнуто значение $p_{me} = 32,5$ бар при степени повышения давления, равной 9.

- Возможность повышения КПД системы наддува на величину до 10 % и КПД двигателя на 4–5 %.

Были выявлены следующие проблемы:

- Для газовых двигателей, как и для двигателей двойного топлива с ДСН, необходимы специальные ТК.

- Необходимость ограничения максимального давления сгорания при высоких значениях p_{me} предопределяет модернизацию существующей или разработку совершенно новой конструкции двигателя.

- Требуется разработка и исследования работы в динамике различных механизмов для управления системой ДСН.

По результатам испытаний опытного двигателя первые пять двигателей Wartsila 20V32TS были запущены в производство в 2015 году, успешно прошли приемочные испытания и переданы в коммерческую эксплуатацию. ДСН была поставлена фирмой ABB Turbo Systems.

(Продолжение в следующем номере)

Литература

1. Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А. Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007. Двигателестроение. — 2008, № 1. — С. 26–30.
2. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И., Сухарев А.Н. Двухступенчатый наддув — атрибут двигателя будущего. Двигателестроение. — 2011. — № 2. — С. 25–32.
3. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува (обзор докладов конгресса CIMAC). Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 12–24.
4. Codan E., Mathey C. Emissions — A new Challenge for Turbocharging. Paper № 245, CIMAC 2007, Vienna.
5. Codan E., Bernasconi S., Born H. IMO III Emission Regulation: Impact on the Turbocharging System. Paper № 139, CIMAC 2010, Bergen.
6. Codan E., Mathey C., Rettig A. 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.
7. Behr T., Kahi M., Reichl A., Hubacher M. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines. Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.
8. Schuermann P., Hubacher M., Christen C., Ryser R., Codan E. Contribution of Turbocharging Solutions towards improved Fuel Efficiency of Two-Stroke Low Speed Engines. Paper № 209, CIMAC 2013, Shanghai.
9. Ryser R., Mathey C., Mutter A. Power2 — Is 2-Stage Turbocharging Interesting for 2-Stroke Engines, № 281, CIMAC 2016, Helsenky.
10. European Patent, No. EP 0 965 739 A2, «Diesel Engine», Wartsila NSD Switzerland Ltd.
11. Wik C., Hallback B. Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. № 101, CIMAC 2007, Vienna.
12. Raikio T., Hallback B., Hjort A. Design and first application of a 2-stage turbocharging system for a medium-speed diesel engine. № 82, CIMAC 2010, Bergen.
13. Heim K., Troberg M., Ollus R., Vaarasto M. Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio. Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen.
14. Ollus R.B., Raikio T., Suominen A., Akerman J., Tonon P., Delneri D., Bochicchio A. Update on Wartsila 4-stroke Diesel Product Development. № 282, CIMAC 2013, Shanghai.
15. Vaarasto M., Hallback B., Delneri D., Raikio T. Experience of 2-stage turbocharged engines. № 191, CIMAC 2016, Helsenky.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗБРОСА КОМПРЕССИИ В ЦИЛИНДРАХ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ ПРОКРУТКЕ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

А.Г. Картуков, к.т.н., В.В. Нечаев, к.т.н., доцент
ВИ (ИТ) ВА МТО

Предложен метод диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при «холодной» прокрутке коленчатого вала электростартером. Суть метода состоит в определении разности токов, потребляемых стартером при нахождении в верхних мертвых точках поршней разных цилиндров. Приведены математические зависимости, позволяющие определить разброс компрессии в цилиндрах.



Введение

Процесс диагностирования любой системы сводится к определению диагностических параметров изделия или системы. При их выборе руководствуются рядом принципов. Первый из них — структурные и выходные параметры объекта должны обеспечивать оценку его технического состояния без разборки; второй и третий принципы — однозначность и стабильность диагностического параметра, что означает нахождение его значений в заданном интервале.

Процесс определения состояния цилиндропоршневой группы двигателя по разбросу компрессии

Используя приведенные принципы и простейшие математические зависимости, можно сформулировать суть и метод определения состояния цилиндропоршневой группы двигателя по разбросу компрессии.

При «холодной» прокрутке коленчатого вала двигателя исходным фактором является то, что ток стартера меняется в соответствии с периодической функцией, причем максимумы тока соответствуют очередным приходам поршней двигателя в верхнюю мертвую точку.

Для исключения пуска бензинового двигателя, при его прокрутке стартером, коммутирующий элемент (переключатель) системы зажигания шунтируется вспомогательным резистором, что уменьшает вторичное напряжение системы зажигания до величины, меньшей пробивного напряжения на свечах зажигания, и исключает пуск ДВС. Для исключения пуска дизельного двигателя необходимо исключить подачу топлива в цилиндры двигателя [1].

Для любого поршневого двигателя внутреннего сгорания пусковой момент сопротивления при пуске состоит из нескольких слагаемых: момента сопротивления трению, момента потерь на компрессию, или момента насосных потерь, и момента, необходимого для привода различных вспомогательных механизмов двигателя.

Момент сопротивления трению в бензиновых двигателях при пусковой частоте вращения и температурах 0–5 °С может достигать 60 % от полного момента сопротивления. Момент сопротивления, затрачиваемый на вращение вспомогательных механизмов двигателя, составляет при температуре 0 °С до 15 % от полного момента сопротивления. Момент потерь на компрессию является второй по величине составляющей и достигает 25 % от полного момента сопротивления [2].

При проворачивании коленчатого вала одноцилиндрового двигателя момент сопротивления от компрессии состоит из переменной и постоянной слагаемой. Наибольшего значения момент достигает вблизи верхней мертвой точки на такте сжатия. Если же цилиндров несколько, то такты сжатия совпадают по времени с тактами расширения в других цилиндрах, вследствие чего амплитуды пульсации снижаются [3].

При «холодном» прокручивании коленчатого вала двигателя момент сопротивления вращению M_c можно представить как сумму моментов, затраченных на вращение кривошипно-шатунного механизма и привод вспомогательных механизмов $M_{мех}$, момента сопротивления трению $M_{тр}$ и момента сопротивления на сжатие рабочей смеси $M_{сж}$ [4]:

$$M_c = M_{сж} + M_{мех} + M_{тр}. \quad (1)$$

При нахождении поршня в верхней мертвой точке момент, учитывающий механические затраты энергии на вращение кривошипно-шатунного механизма и привод вспомогательных механизмов, будет величиной постоянной, момент сопротивления трению равен «0», а момент сопротивления на сжатие рабочей смеси достигнет своего максимального значения.

В свою очередь, момент сопротивления на такте сжатия будет зависеть от давления в цилиндрах двигателя, то есть $M_{сж} = f(p_c)$. Основываясь на выражении (1), можно сделать заключение о том, что момент сопротивления вращению, при прочих равных условиях, зависит от состояния деталей цилиндропоршневой группы и, как следствие, давления в конце такта сжатия (p_c), которое определяется по формуле

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1}, \quad (2)$$

где p_a — давление начала сжатия; ϵ — степень сжатия; n_1 — показатель политропы сжатия.

По своему определению степень сжатия является отношением полного объема цилиндра двигателя V_c к объему сжатия $V_{сж}$. Текущее значение объема и давления сжатия от угла поворота коленчатого вала определяется параметрами кривошипно-шатунного механизма и изменяется, в идеальном случае, в зависимости от положения поршня по закону

$$V_{сж} = R \cdot [1 + \cos\varphi + 0,5 \cdot \lambda \sin^2\varphi] \cdot S, \quad (3)$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; R — радиус кривошипа; S — ход поршня.

Таким образом, давление в надпоршневом пространстве в цилиндрах двигателя, момент сопротивления на сжатие рабочей смеси при движении поршня, а следовательно, и полный момент сопротивления, будут изменяться по периодическому закону в функции от угла поворота коленчатого вала.

В случае появления значительного износа деталей цилиндропоршневой группы давление в конце такта сжатия уменьшится на определенную величину, которая пропорциональна протечкам заряда. Основными причинами увеличения негерметичности (неплотности) между поршнем и гильзой цилиндра являются такие повреждения деталей цилиндропоршневой группы двигателя, как износ, поломка, либо залегание поршневых колец, износ или наличие задира на рабочей поверхности цилиндра, разрушение перемычек между канавками поршневых колец, износ или прогорание поршня. Таким образом, разницу давлений в конце такта сжатия можно использовать в качестве диагностического параметра:

$$\Delta p = p_c - p_{изн}, \quad (4)$$

где $p_{изн}$ — давление с учетом износа или поломки деталей цилиндропоршневой группы.

Используя программу «MathCad», промоделируем $M_c(\varphi)$ для ряда значений диагностического параметра.

Опираясь на расчеты и приведенные на рис. 1 графики, можно сделать заключение о том, что момент сопротивления изменяется по периодическому закону функции угла поворота коленчатого вала φ , а его максимальные значения существенно зависят от давления в конце такта сжатия, то есть состояния деталей цилиндропоршневой группы.

Так как в стартерах применяются электродвигатели с последовательным возбуждением, которые имеют квадратичную зависимость момента вращения $M_{ст}$ от тока, а рабочая точка стартера выбирается при значении тока, равного $2/3$ тока полного торможения, то с изменением момента сопротивления при прокручивании коленчатого вала двигателя стартером по такой же функции будет изменяться и ток, потребляемый стартером $I_{ст}$. Максимумы тока будут соответствовать приходу поршней в верхние мертвые точки. При этом напряжение на аккумуляторной батарее U_b будет изменяться в противофазе току:

$$U_b = E_b - I_{ст} \cdot r_b, \quad (5)$$

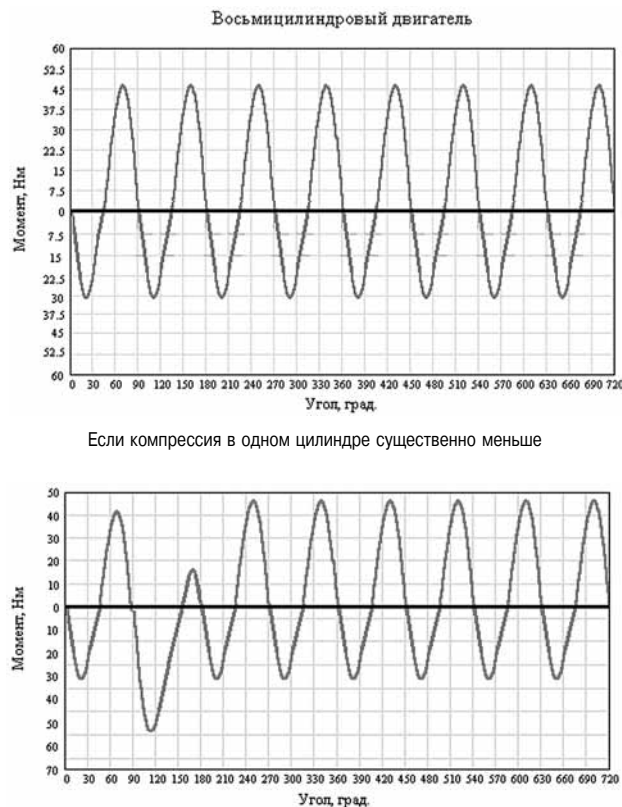


Рис. 1. Результаты моделирования момента сопротивления M_c программой «MathCad»

где E_6 — ЭДС батареи; r_6 — внутреннее сопротивление батареи.

Вывод

Используя разницу в максимальных значениях тока, потребляемого стартером при нахождении поршней в верхних мертвых точках, и сравнивая измеренные значения тока или напряжения стартера с эталонными, представляется возможным

дать оперативную оценку состоянию деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

Зафиксировав разность токов, потребляемых стартером при нахождении в верхних мертвых точках поршней разных цилиндров, без особых затруднений определяется разброс компрессии по цилиндрам двигателя в случае возникновения повреждения.

Литература

1. Пат. 119033 Российская Федерация, МПК7 F02B 23/06 Двигатель внутреннего сгорания [Текст] / Шапран В.Н., Картуков А.Г., Березняк А.В. и др.; заявитель и патентообладатель Картуков А.Г. (RU), Березняк А.В. (RU). — № 2012115992/28; заявл. 19.04.2012; опубл. 10.08.2012. — 4с. ил.
2. Основы электрооборудования самолетов и автомашин / А.Н. Ларионов / М.: Госэнергоиздат. — 1955. — 384 с.
3. Пат. 160734 Российская Федерация, МПК G 01M

15/05 Анализатор работы систем двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Смирнов А.М., Моисеев Р.В., Нечаев В.В.; заявитель и патентообладатель ВА МТО имени г-ла армии Хрулева А.В.. — 2015146376/06; заявл. 27.10.15; опубл. 27.03.2016 г., бюл. № 9. — 14 с: ил.

4. Пат. 2370745 Российская Федерация, МПК G 01M 15/04, F 02M 65/00 Устройство для диагностирования систем дизеля [Текст] / Шапран В.Н., Нечаев В.В. Заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. ин-т. — 2008115352/06; заявл. 18.04.2008; опубл. 20.10.2009, бюл. № 29. — 7 с.: ил.

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 (подписанными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подписанных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации завершены 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.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА (материалы конгресса CIMAC-2016)

Вниманию читателей предлагаются два доклада, прочитанные на 28 Конгрессе СИМАК (2016 г. Хельсинки) и посвященные методам исследования и совершенствования рабочего процесса двигателя.

В докладе группы специалистов фирмы FEV GmbH и университета Аахена описано применение программного пакета Charge Motion Design (CMD), предназначенного для оптимизации форкамерной системы сжигания топлива и успешной верификации данного пакета, проведенной с использованием опытного одноцилиндрового отсека.

Доклад международной группы специалистов посвящен исследованию жидких и газообразных альтернативных топлив, которые могут найти применение на флоте в ближайшем будущем. Основным инструментом данного исследования был уникальный опытный отсек, допускающий скоростную съемку процесса сгорания в обычных и рентгеновских лучах. Визуализация и сравнение сгорания различных видов альтернативных топлив позволили выработать практические рекомендации по их оптимальному выбору для реальных объектов.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ КРУПНЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ – ЭФФЕКТИВНОЕ СОЧЕТАНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТА

*Jose Geiger, Peter Heuser, Sven Lauer,
Bertold Huchtebrock, Harsh Sankhla, FEV GmbH
Avnish Dhongde,
Institute for Combustion Engines RWTH
Aachen University*

Реферат

В последнее время крупные газовые среднеоборотные двигатели привлекают к себе все больший интерес, что объясняется как экономическими, так и экологическими соображениями. Помимо генераторных установок, в составе которых подобные двигатели уже успешно эксплуатируются, все шире обсуждаются вопросы их использования в качестве главных судовых и тепловозных. Для конечного потребителя, кроме обязательного соответствия действующим экологическим стандартам, решающим фактором является минимизация расхода топлива.

В настоящей публикации приводятся требования, вытекающие из специфики различных применений крупных газовых двигателей, которые позволяют сформулировать основные проблемы оптимизации геометрии двигателя и параметров его рабочего процесса.

Настоящий доклад посвящен разработке форкамерного двигателя, выполненного фирмой FEV с применением моделирования процесса программным пакетом Charge Motion Design

(CMD) в сочетании с натурными экспериментами на одноцилиндровом отсеке. CMD-моделирование позволяет существенно сократить процесс проектирования форкамеры за счет уменьшения числа рассматриваемых вариантов. Оптимизированная система обеспечивает высокую устойчивость рабочего процесса при уровне среднего эффективного давления (ВМЕР) порядка 30 бар. Варьирование параметров позволяет детально изучить влияние различных геометрических характеристик форкамеры на рабочий процесс. Последнее является главным условием успешного проектирования системы сжигания топлива.

Введение

В ближайшем будущем достижимая удельная мощность газовых двигателей станет, по всей видимости, решающим фактором в завоевании рынка. В настоящем докладе представлена созданная фирмой FEV форкамерная система сжигания газового топлива, позволяющая обеспечить высокий уровень удельной мощности. Использование эффективных программных кодов позволило достаточно быстро определить оптимальную конфигурацию системы, благодаря чему для экспериментальной проверки и уточнения геометрии по результатам натурных испытаний достаточно оказалось всего лишь нескольких вариантов опытного «железа».

Конструктивная схема

Газовый двигатель разрабатывался на основе опытного одноцилиндрового отсека дизеля с



Рис. 1. Схема камеры сгорания с форкамерой

рабочим объемом 16 л. Ключевыми моментами при переводе дизеля на газ являются конструкция головки цилиндра, геометрия форкамеры и способ ее установки (рис. 1). В отсеке на место форсунки дизельного топлива была установлена многокомпонентная форкамера. В верхней части узла форкамеры находится система подачи газа, состоящая из обратного клапана, свечи зажигания и индикаторного отверстия. Собственно форкамера находится в нижней части данного узла.

Управление подачей газа осуществляется с помощью электромагнитного клапана, расположенного в непосредственной близости от впускного порта. Для подачи газа в форкамеру предусмотрена специальная система регулирования давления. Использование многокомпонентной конструкции упрощает процесс доводки и оценки различных вариантов конфигурации. Кроме того, конструкция облегчает в дальнейшем эксплуатацию изделия, так как позволяет менять форкамеру при регламентном техобслуживании. Степень сжатия базового дизеля была уменьшена до 11,5:1 за счет регулировки эффективного хода поршня. Углы газораспределения для выпускного клапана не изменялись, а для впускного клапана был выбран вариант умеренного цикла Миллера (10 град ПКВ до НМТ).

Этапы разработки

По сравнению с открытой (т. е. неразделенной) камерой сгорания вариант с форкамерой обеспечивает значительно лучшую управляемость процессом сгорания, как за счет совершенствования геометрии камеры, так и благодаря возможности управления рабочим режимом. Наличие форкамеры требует специального подхода к проектированию системы сжигания топлива, которое может быть разделено на два основных этапа [1].

На первом этапе определяются необходимый объем форкамеры и поперечное сечение сопловых отверстий. Оба параметра зависят, в первую очередь, от размеров двигателя и его предполагаемого применения. Форкамера, работающая в условиях избытка воздуха (т. е. с обедненной смесью) должна иметь больший объем, нежели форкамера со стехиометрической смесью. Это объясняется необходимостью компенсировать уменьшение плотности энергии в форкамере при увеличении коэффициента избытка воздуха. При выборе поперечного сечения сопловых отверстий следует исходить из того, что превышение давления в форкамере при горении рабочей смеси, должно значительно превышать давление в основной камере сгорания. При этом слишком высокое давление приведет к термомеханическим перегрузкам, которые, помимо снижения запаса прочности детали, отрицательно скажутся на энергетическом балансе процесса из-за повышенной теплоотдачи и роста тепловых потерь. С другой стороны, слишком низкое давление в форкамере замедляет сгорание пилотной смеси, увеличивает цикловую неравномерность и значительно снижает турбулизацию смеси в основной камере сгорания.

На следующем этапе проводится более точная настройка параметров форкамеры. С этой целью проводится моделирование сгорания смеси в основной камере при различной ориентации сопловых отверстий предкамеры. Варьирование скорости горения и градиента скорости позволяет оптимизировать положение центра горения таким образом, чтобы снизить склонность смеси к детонации.

Необходимые на первом этапе характеристические числа могут быть относительно быстро и с достаточной точностью определены нулевыми средствами моделирования. Тем не менее, до сих пор точная настройка конфигурации сопловых отверстий остается весьма трудоемкой задачей, требующей большого объема экспериментов. FEV и VKA пошли по пути создания новых программных средств, которые позволили бы глубже понять и промоделировать взаимодействие сложных физико-химических процессов, сопровождающих горение газового топлива. С этой целью был разработан пакет программ под названием Charge Motion Design (CMD) [2, 3], более подробно описанный в следующем разделе.

Процесс FEV CMD

На рис. 2 изображена блок-схема программного кода и показано взаимодействие отдельных результатов моделирования между собой. Алгоритм начинается с оценки в первом приближении процессов сгорания в форкамере и в главной камере с помощью нулевого блока модели-



Рис. 2. Блок-схема алгоритма моделирования

рования. В его основу положена модель захвата потока, которая дает достаточно информативные и надежные результаты, характеризующие значения скорости горения в форкамере и основной камере, при относительно коротком времени подготовки и счета. При этом влияние основных рабочих параметров двигателя, таких как коэффициенты избытка воздуха (AFR) в форкамере и в основной камере, углы начала зажигания и нагрузка (т. е. давление наддува) может быть определено с достаточной точностью.

На следующем этапе проводится одномерное моделирование газообмена, позволяющее оптимизировать закон подъема клапанов и графики изменения давления во впускных и выпускных окнах. Полученные результаты служат основой для последующего трехмерного CFD-моделирования потоков и турбулентности в основной камере сгорания. Трехмерное CFD-моделирование позволяет выявить распределение кинетических энергий (микро- и макро-) и их взаимодействие — то есть факторы, играющие важную роль в рабочем процессе. Поскольку при расчете такие модели сгорания, как ECFM, G-equation, Shell/CTC, так же, как и детальный анализ кинетики химических реакций, не используются, данный метод оказывается весьма быстрым и эффективным [6]. Выход данного блока моделирования, а также выход нульмерного блока поступают на вход CMD-процесса, как показано на рис 3. Последний (крайний справа) блок моделирования в настоящее время находится в процессе разработки. Подробнее о нем — см. раздел «Перспективы» в конце доклада.

CMD-процесс, изначально разработанный для бензиновых двигателей с открытой камерой,

в последнее время был адаптирован к форкамерным двигателям, работающим на природном газе [4, 5]. В этом процессе характеристическое число турбулентности (Φ) определяется в пределах угла ПКВ, соответствующих продолжительности процесса сгорания. Число турбулентности выводится из соотношения масштаба времени турбулентности и функции скорости ламинарного горения, интенсивности турбулентности и числа Дамкелера для турбулентного потока. Подробно этот вывод описан в [2, 3]. Наличие корреляции с характеристическим числом Φ позволяет оценить протяженность участка (длительность) выгорания топлива.

Уровень турбулизации в цилиндре зависит от ряда факторов. В начальной фазе турбулизация происходит за счет потока рабочей смеси, поступающего в камеру сгорания через впускной клапан. Основными факторами, оказывающими влияние на данный процесс, являются геометрические параметры клапана, клапанного седла и впускного окна. На такте сжатия основные влияющие факторы — движение поршня и сдвиговые течения, вызванные сжатыми вихрями или зонами завихрения. Еще одним источником турбулизации, специфичным для форкамерных двигателей, являются струи пилотной смеси, выходящие из форкамеры, которые, во-первых, вызывают воспламенение топлива в основной камере сгорания, а во-вторых — значительно усиливают турбулизацию в цилиндре, что служит важным условием для скорости возгорания смеси. Действие этих струй моделируется вводом начальных условий в форкамере (давления и температуры), полученных на выходе нульмерного блока.

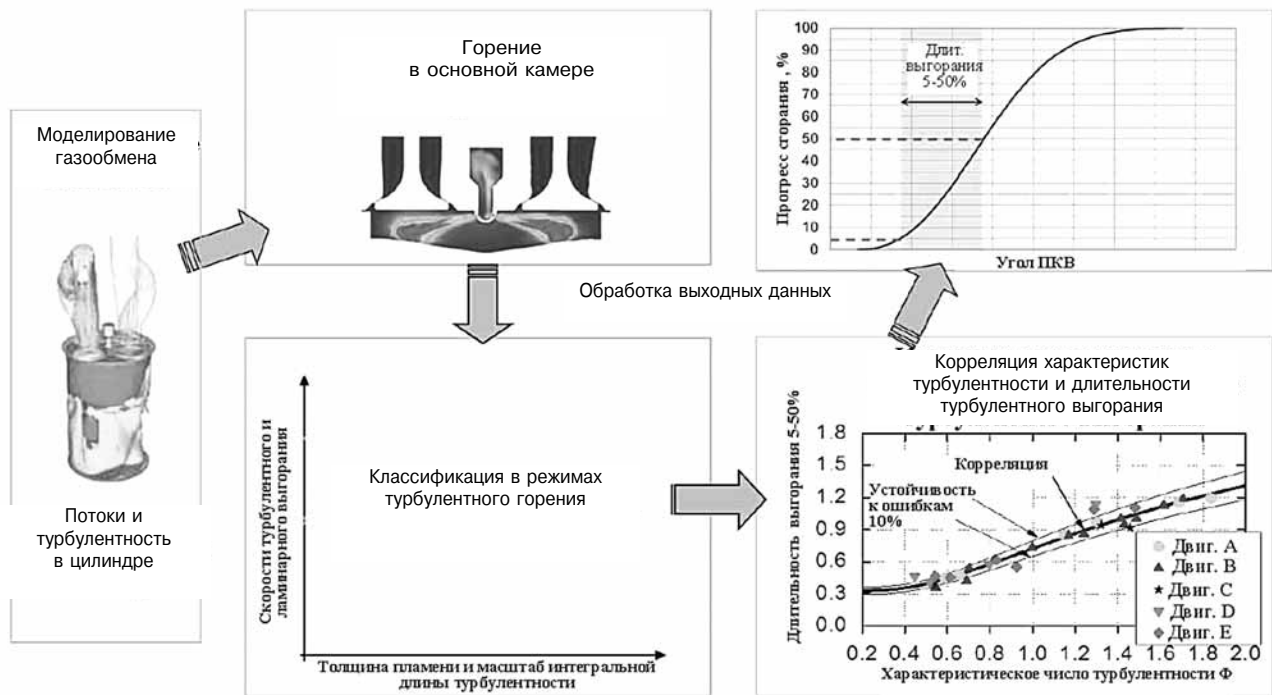


Рис. 3. Общая схема моделирования с помощью технологии FEV Charge Motion Design (расчета движения заряда)

Для основной камеры сгорания рассчитываются различные параметры турбулентности (интенсивность, масштаб интегральной длины турбулентности) и химии (теоретическая толщина факела и скорость его распространения). Они зависят от базового уровня турбулентности и AFR в основной камере сгорания, а также от дополнительной турбулентности, создаваемой выходящими из форкамеры струями. Эти параметры могут быть визуализированы на диаграмме режимов для турбулентного горения. При известных размерах камеры сгорания и результирующей скорости турбулентного потока можно определить характеристическое число турбулентности Φ для каждого положения коленвала [2, 5]. Затем усредненная величина числа Φ на заданном интервале угла ПКВ сопоставляется с математическим выражением на участке выгорания топлива от 5 до 50 % для данной расчетной точки. Выбор протяженности участка выгорания топлива от 5 до 50 % объясняется тем, что в этом интервале взаимодействие факела со стенками минимально, следовательно, потери тепла не являются доминирующим фактором теплового баланса. Более того, указанная протяженность участка выгорания топлива хорошо коррелирует с ожидаемым КПД двигателя. Альтернативная корреляция с протяженностью участка выгорания топлива от 5 до 90 % также была найдена удовлетворительной, и может рассматриваться как один из критериев при выборе окончательных конструктивных параметров.

Пример результатов моделирования CMD-процесса показан на рис 4. Протяженность участка выгорания топлива 5–50 %, полученная из CMD-корреляции, сравнивается с фактической протяженностью участка выгорания в данном диапазоне, полученной по результатам измерений на двигателе. Двигатель 1 представляет собой форкамерный двигатель с увеличенным, по сравнению с двигателем 2, объемом цилиндра. Для дальнейшего исследования в данной работе был выбран двигатель 2. При оптимизации параметров корреляционной функции рассматривались различные варианты форкамеры, а также различные значения рабочих параметров (нагрузки, AFR и угла начала зажигания). Данные

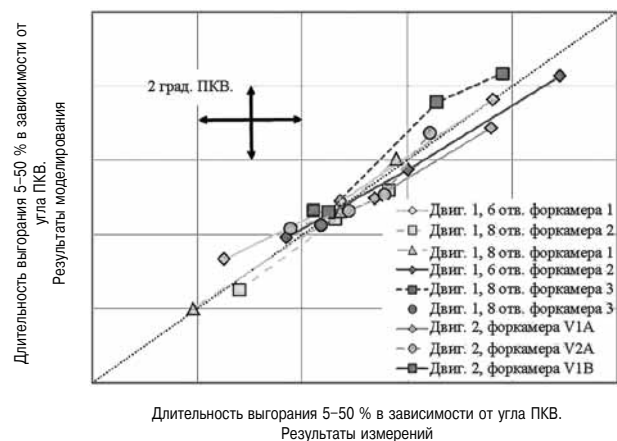


Рис. 4. Валидация и расчетные кривые CMD-процесса

на рис. 4 подтверждают хорошее совпадение результатов моделирования и экспериментальных данных (расхождение в пределах $\sim 5\%$).

Для двигателя 2 моделировались 4 варианта форкамеры, из которых два — V1A и V2B — были испытаны на двигателе, а затем использованы как реперные (базовые) точки для корреляции.

Вариант V2A и упомянутый далее вариант V1B только моделировались, поэтому приводятся лишь как примеры расчетных кривых, полученных в результате моделирования. Относительный рейтинг (в смысле значимых показателей) всех вариантов до и после применения двух испытанных на двигателе вариантов форкамеры в качестве реперных точек для корреляции оставался одинаковым. Это подтверждает робастность CMD-процесса относительно размеров двигателя.

Предварительная конфигурация системы сжигания топлива

Разработка системы сжигания топлива началась с выбора предварительной конфигурации системы по результатам описанного выше CMD-процесса. Процесс иллюстрируется четырьмя примерами различных вариантов форкамеры. Форкамеры V1A и V1B имеют относительно малый объем. Объем форкамер V2A и V2B примерно на 40 % больше (что соответствует последним тенденциям в данной области), а отличаются они между собой ориентацией сопловых отверстий. Площадь поперечного сечения сопловых отверстий форкамер V1B и V2B выбиралась таким образом, чтобы максимальное избыточное давление для обоих вариантов было примерно одинаковым. Для этого использовалась калиброванная модель нульмерного блока моделирования. Поперечное сечение сопловых отверстий у варианта V1A было таким же, как у вариантов V2A и V2B. Ориентация выходных отверстий у вариантов V1A и V2A была одинаковой. Перечень всех вариантов расчета представлен в табл. 1.

Характеристическое число турбулентности Φ определяется параметрами факела пилотного

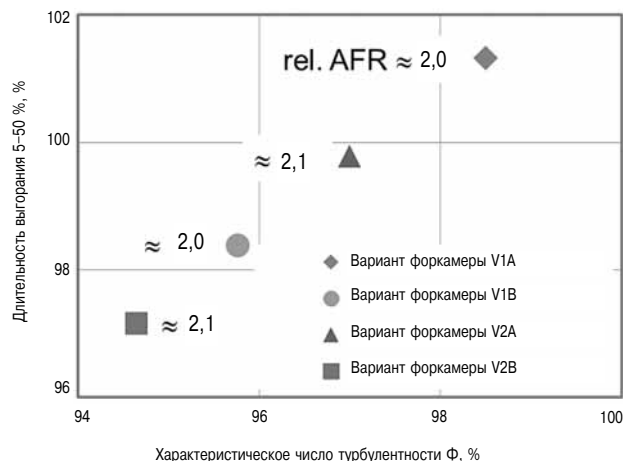


Рис. 5. Протяженность участка выгорания топлива в выбранных вариантах форкамеры, определенная с помощью CMD

топлива, выходящего из форкамеры, при неизменных параметрах тактов всасывания и сжатия. Величины давления и температуры в форкамере рассчитывались с помощью нульмерного блока моделирования. Протяженность участка выгорания топлива 5–50 % рассчитывалась для вариантов V1B и V2A по приведенной корреляции с характеристическим числом. Значение числа Φ для всех рассмотренных вариантов представлены на рис. 5.

При равенстве всех прочих граничных условий, включая ориентацию отверстий и давление в форкамере, вариант с большей форкамерой обеспечивает больший прирост энергии в основной камере по сравнению с альтернативным вариантом (т. е. с форкамерой меньшего размера). В частности, при сравнении варианта V2B с вариантом V1B видно, что сгорание в двигателе с большей форкамерой протекает быстрее.

Различие в процессах сгорания иллюстрируется данными рис. 6, где показаны результаты CFD-моделирования для репрезентативных вариантов V1A и V2B. Пространственное распределение тур-

Таблица 1

Варианты форкамеры

Вариант	Объем	Площадь поперечного сечения сопловых отверстий	Ориентация отверстий	Избыточное давление в форкамере
V1A	<базового	Базовое	Широкоугольная	Базовое
V1B	<базового	<базового	Базовая	>базового
V2A	Базовый	Базовое	Широкоугольная	>базового
V2B	<базового	Базовое	Базовая	>базового

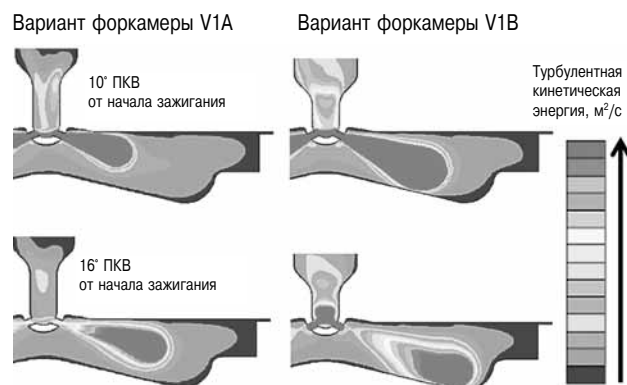


Рис. 6. Турбулентная кинетическая энергия для вариантов V1A и V2B

булентной кинетической энергии при различных значениях угла ПКВ позволяет наглядно оценить влияние геометрии форкамеры на процесс сгорания.

В случае форкамеры большего размера на первых 10 градусах ПКВ увеличение объема форкамеры и, соответственно, турбулентной кинетической энергии способствует увеличению общей кинетической энергии в основной камере сгорания. Это ускоряет горение в основной камере. Различие в уровнях турбулентности сохраняется в течение всего периода горения в основной камере, что приводит к сокращению этого периода. Вариант V2B показывает лучшие результаты по сравнению с вариантом V2A за счет более правильной пространственной ориентации сопловых отверстий форкамеры.

Вариант V1B отличается от V1A меньшим значением поперечного сечения сопловых отверстий форкамеры. Это приводит к ощутимому сокращению длительности выгорания (см. рис. 5). В форкамере создается более выраженный пик давления, кинетическая энергия истекающих из нее турбулентных струй выше, что приводит к относительному росту турбулентной энергии в основной камере и, соответственно, к более быстрому сгоранию топлива.

После сопоставления различных конфигураций форкамеры на первом этапе моделирования с помощью упомянутых программных средств несколько вариантов форкамеры были отобраны для испытаний на двигателе.

Варьирование объема форкамеры

На рис. 7 показаны результаты экспериментов с форкамерами V1A и V2B при частоте вращения двигателя $n = 900$ об/мин и уровне среднего эффективного давления (IMEP) 20 бар. Коэффициент избытка воздуха (AFR) в основной камере сгорания равен 2,2, тогда как величина AFR в форкамере зависит от давления впрыска (продувки). Если принять реалистичное значение КПД продувки, то получается, что значение AFR в «насыщенной» форкамере должно быть порядка 0,9 (давление продувки > 200 мбар для форкамеры V2B). В отсутствие продувки (ArScavenge = 0), AFR в форкамере почти не отличается от AFR в основной камере (с более бедной смесью). Чтобы выявить влияние объема, регистрировался момент начала зажигания. Этот момент выбирался таким образом, чтобы при полностью продуваемой форкамере пик давления сгорания в ней приходился на 13 град ПКВ после ВМТ.

Эффективность форкамеры большего размера V2B ощутимо зависит от давления продувки. Амплитуда и положение пикового давления сгорания хорошо коррелируют с AFR в форкамере

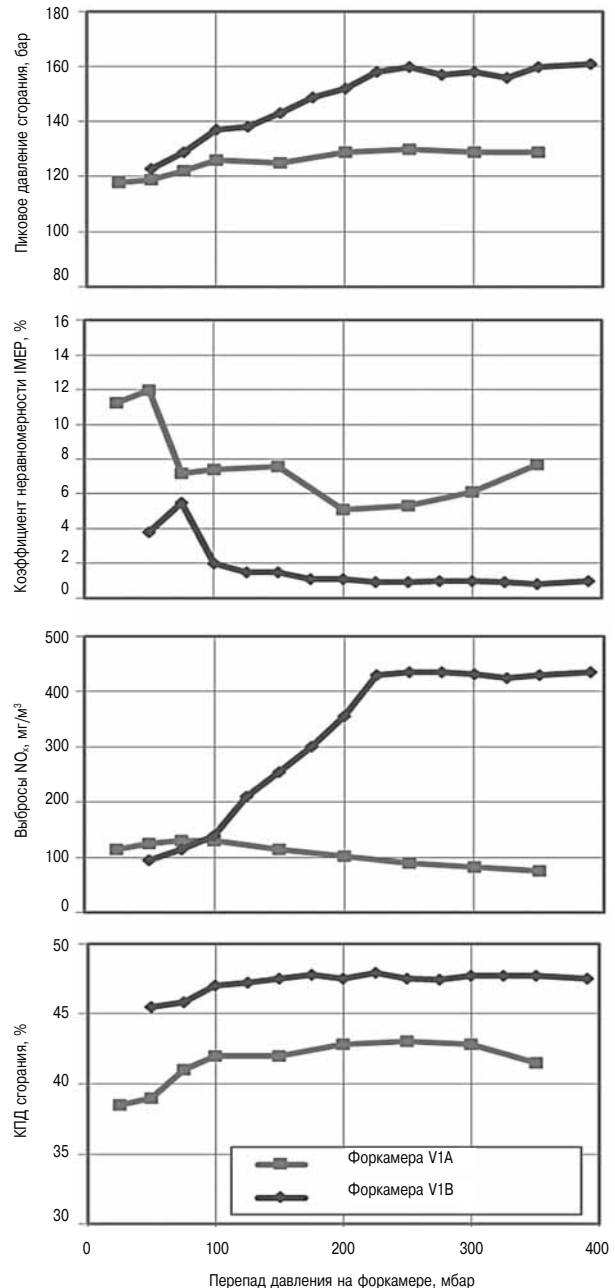


Рис. 7. Вариация перепада давления газа в форкамере ($n = 900$ об/мин, IMEP = 20 бар, AFRMC = 2,2)

до момента достижения «точки насыщения». Сдвиг пика давления сгорания можно объяснить двумя независимыми причинами. Это, во-первых, уменьшение задержки зажигания в самой форкамере из-за обогащения находящейся в ней смеси. Во-вторых, это возрастание энергосодержания в форкамере и, соответственно, энергии зажигания бедной смеси, находящейся в основной камере.

Особое внимание должно быть уделено выбросам NO_x, поскольку разработчики стремятся снизить обогащение смеси в форкамере для уменьшения выбросов NO_x так, чтобы итоговый

уровень этого показателя оставался в пределах нормы. В данном случае выбросы NO_x для форкамеры V2B с «богатой» смесью оказываются в 5 раз больше, чем при отсутствии ее продувки. В обоих случаях, однако, предельные нормы выбросов по TA-Luft (500 мг/нм^3) превышены не были.

В отличие от варианта форкамеры V2B, вариант V1A демонстрирует отсутствие сколько-нибудь заметного влияния AFR (фактически это влияние может даже быть разнонаправленным). При минимальном коэффициенте вариации $\text{IMEP} = 5 \%$ цикловые колебания оказываются значительно больше. Такой режим работы не может считаться приемлемым. Форкамера большего объема V2B демонстрирует намного меньший коэффициент вариации (порядка 1 %) в режиме «частичной продувки» (100 мбар) [6].

Влияние указанных факторов на индикаторный КПД проявляется достаточно отчетливо. Для форкамеры V2B этот параметр в пределах большей части зоны рабочих режимов составляет 47 %, что на 5 % лучше, чем у V1A. Уменьшение КПД у форкамеры V1A наблюдается одновременно со значительным ростом выбросов углеводородов, т. е. несгоревшего топлива (здесь они не показаны).

На рис. 8 показаны 50 последовательных циклов для обоих вариантов форкамеры при перепаде давления на форкамере 200 мбар, в которых отражена существенная разница в равномерности рабочего процесса.

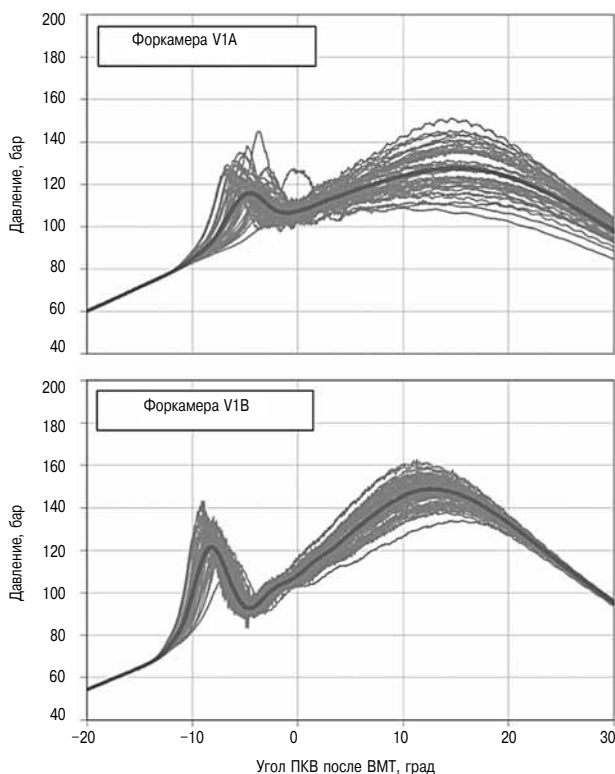


Рис. 8. Кривые давления в форкамере
(900 об/мин, $\text{IMEP} = 20$ бар, $\text{AFRMC} = 2,2$)

Наблюдается значительная нестабильность процесса с форкамерой V1A, связанная с колебаниями давления в форкамере. Вместе с тем, испытания с форкамерой V2B показывают вполне удовлетворительную воспроизводимость результатов. Более того, анализ изображенных на рисунке кривых приводят к еще одному выводу, а именно: при одном и том же качестве смеси (AFR) в форкамере, большее количество энергии в форкамере V2B создает в ней более высокое давление, что повышает качество сгорания в основной камере. В период горения смеси в форкамере термодинамические параметра (давление и температура) оказывают влияние на процесс сгорания в двигателе.

Чтобы проиллюстрировать функциональность и эффективность CMD-процесса, далее на нескольких примерах будет показана его способность воспроизводить реальные граничные условия.

Вариация угла зажигания показана на рис. 9. Позднее угол зажигания был сдвинут на 50° ПКВ.

При более позднем зажигании протяженность участка выгорания возрастает, что отражается на корреляционных зависимостях. При варьировании

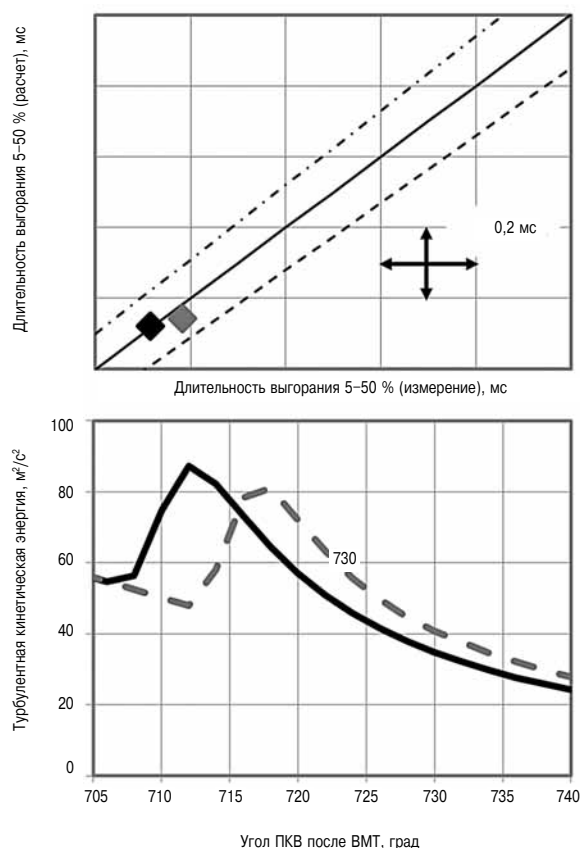


Рис. 9. Корреляция между вычисленной (с помощью CMD) и измеренной турбулентной кинетической энергией при различных углах зажигания

(форкамера V2B, 1050 об/мин, $\text{IMEP} = 24,5$ бар, $\text{AFRMC} = 2,1$)

угла зажигания и неизменных значениях AFR в форкамере и основной камере протяженность участка выгорания зависит только от уровня турбулентности в основной камере. Как показано в нижней части рис. 9, исходное значение турбулентной кинетической энергии в основной камере, накапливаемой на такте сжатия и под действием газообмена, в обоих случаях одинаково. Этот исходный уровень турбулентности под действием эффектов рассеяния уменьшается по мере приближения поршня к ВМТ (720° ПКВ). При обоих значениях запаздывания зажигания пик турбулентности наблюдается в тот момент, когда струи выходят из форкамеры. Относительный рост уровня турбулентности (от исходного до пикового значения) в обоих случаях примерно одинаков. Однако поскольку исходный уровень турбулентности из-за увеличения запаздывания зажигания продолжает падать, то оказалось, что уровень турбулентности на том же интервале выгорания топлива при увеличении запаздывания зажигания уменьшается. Следовательно, протяженность участка выгорания при увеличении запаздывания зажигания возрастает.

На рис. 10 показана вариация AFR в основной камере при средней величине нагрузки. AFR изменялся в довольно широком диапазоне (от 1,9 до 2,4). Чтобы сохранить возможность вариации для окончательной настройки двигателя, одновременно регулировался угол начала зажигания (SOI — start of ignition) таким образом, чтобы выбросы NO_x постоянно держались на одном уровне (предельно допустимом по TA-Luft). Как видим, корреляционные зависимости позволяют одновременно поддерживать AFR и угол начала зажигания в допустимых пределах. Вариация может быть оценена турбулентным числом Дамкелера (Da) в основной камере, вычисляемом по формуле

$$Da = \frac{l_t \cdot S_L}{l_F \cdot u'},$$

где l_t — масштаб интегральной длины турбулентности; l_F — толщина турбулентного факела; u' — интенсивность турбулентности; S_L — скорость ламинарного факела.

Согласно теории турбулентного горения [2, 3] скорость турбулентного потока прямо пропорциональна числу Дамкелера. Следовательно, чем больше это число, тем меньше протяженность участка выгорания. Что же касается вариации AFR, то, поскольку меньшему AFR соответствуют более высокие значения числа Дамкелера, протяженность участка выгорания будет соответственно меньше. Поскольку условия в форкамере остаются относительно постоянными, а при

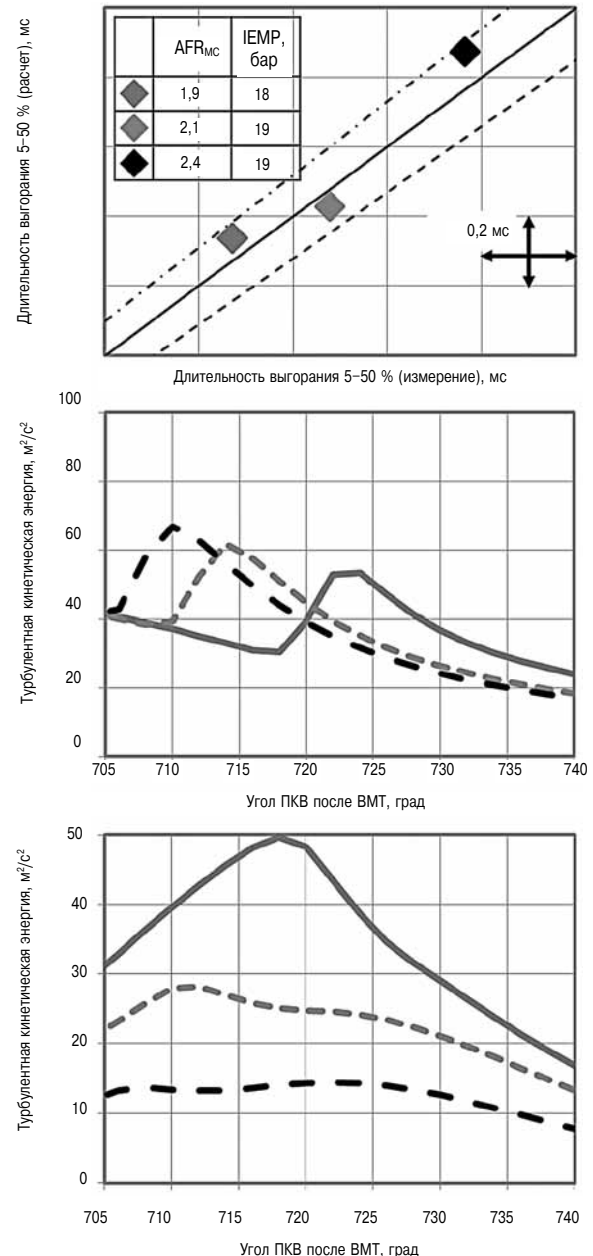


Рис. 10. Корреляция результатов CFD-моделирования и измерений; число Дамкелера при различных значениях AFR в основной камере:

(вариант форкамеры V2B, 900 об/мин, оптимальный угол начала зажигания)

возрастании AFR угол начала зажигания уменьшается, уровень турбулентности в основной камере при увеличении AFR несколько возрастает. Таким образом, эффект ускорения химических реакций при снижении AFR более весом, нежели эффект ускорения выгорания.

Дальнейшие эксперименты подтвердили более высокую эффективность форкамеры V2B. Она продемонстрировала впечатляющую устойчивость в работе, что открывает возможность дальнейшего снижения AFR в целях соответствия нормам

TA-Luft, и соответствующего снижения выбросов НС. Тем самым была подтверждена правильность выбора форкамеры V2B для экспериментов с высокими нагрузками.

Высокая нагрузка

В качестве примера на рис. 11 показано изменение нагрузки при скорости двигателя 900 об/мин. Предельно допустимое значение ИМЕР было установлено на уровне 32 бар из-за

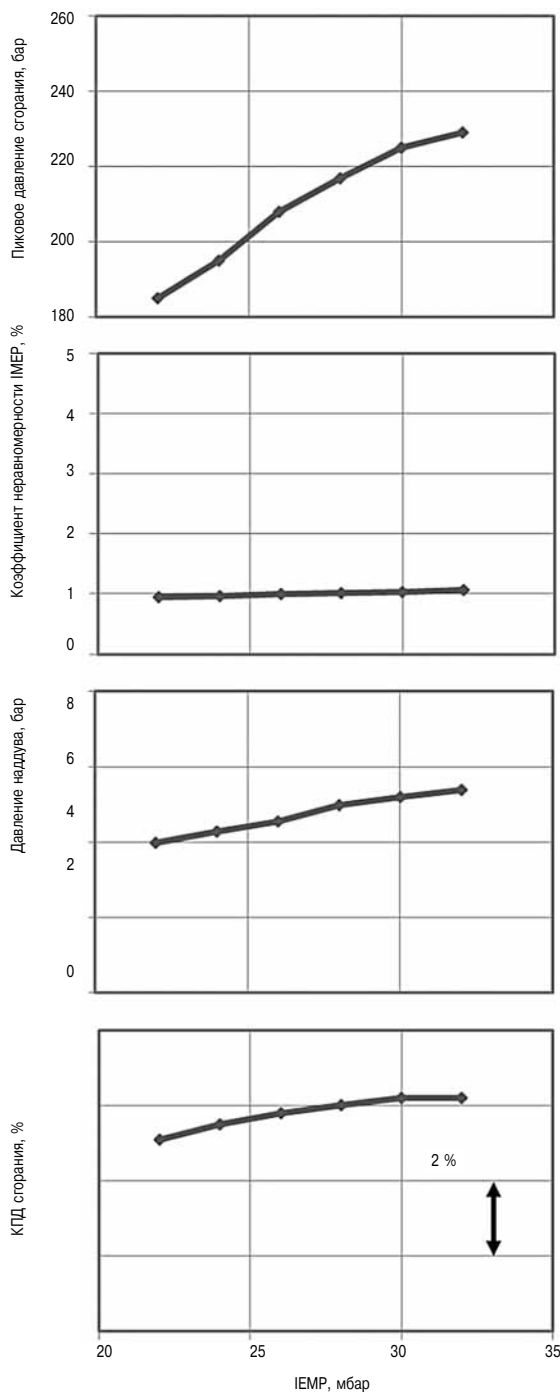


Рис. 11. Работа при больших нагрузках

(форкамера V2B, метановое число 77, скорость двигателя 900 об/мин, $\text{NO}_x < 500 \text{ мг/нм}^3$, значения угла начала зажигания, AFRpre-chamber и AFRMC оптимизированы)

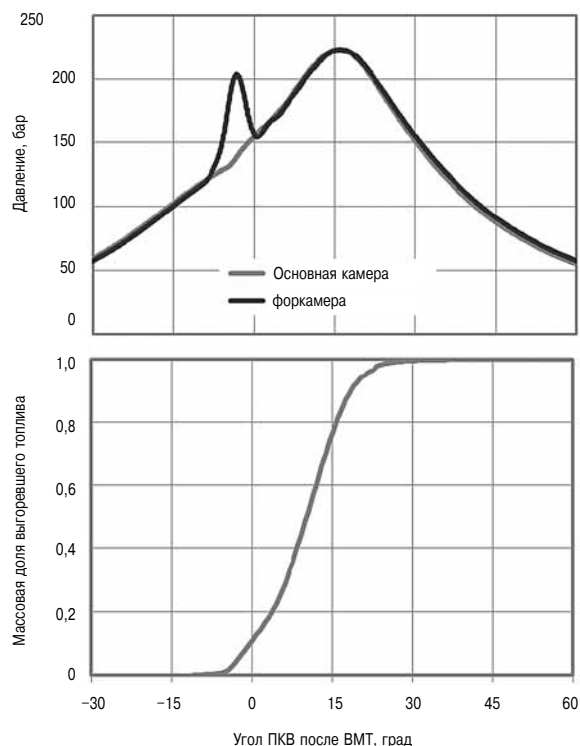


Рис. 12. Графики изменения давления и оценка доли выгоревшего топлива при ИМЕР = 32 бар

(форкамера V2B, скорость двигателя 900 об/мин, $\text{NO}_x < 500 \text{ мг/нм}^3$, значения угла начала зажигания, AFRpre-chamber и AFRMC оптимизированы)

существующего ограничения максимального давления в цилиндре базового двигателя. Эксперимент подтвердил выполнение требований TA-Luft по предельно допустимым выбросам NO_x и перспективность разработанной системы сжигания топлива. Несмотря на относительно небольшое значение метанового числа природного газа, использовавшегося в экспериментах, а также на наличие ограничений по выбросам NO_x , КПД двигателя оказался достаточно высоким. Еще оставался резерв для его дальнейшего увеличения за счет более глубокого обеднения смеси, если бы это не было связано с превышением предельно допустимого давления в цилиндре. Следует отметить, что высокая устойчивость горения, о которой уже упоминалось, обеспечивается во всем диапазоне нагрузок.

Графики изменения давления (усредненного за цикл) в основной камере и в форкамере при максимальной нагрузке (ИМЕР = 32 бар) показаны в верхней части рис. 12. В его нижней части показана кривая выгорания топлива, рассчитанная по результатам анализа кривой давления. В данном анализе использовалось среднее за цикл значение давления.

В результате квазистехиометрического горения в форкамере протяженность участка горения достигает почти 11 градусов ПКВ при максималь-

ном значении избыточного давления порядка 65 бар. Центр горения ($\alpha \times 50$) находится в точке 10,6 градусов ПКВ после ВМТ. Это коррелирует с квазиоптимальной скоростью горения в основной камере. Протяженность участка выгорания (5–50 %), равная 12 градусам ПКВ, позволяет обеспечить высокую скорость сгорания. Следующий интервал (50–95 %) занимает лишь 11,4 градусов ПКВ, что свидетельствует о высокой эффективности разработанной системы сжигания топлива.

Перспективы

Метод FEV CMD (Charge Motion Design) может иметь также ряд других полезных применений (рис. 13). Для этого фирмой FEV была разработана трехмерная модель сгорания CFD с заданной скоростью тепловыделения. Она основана на модели разрушения вихрей (eddy-break-up model) и рассматривает транспорт прогрессивной переменной (progress variable transport). Прогрессивная переменная определяется как

$$\tilde{n} = \frac{T - T_u}{T_b - T_u},$$

где T — температура в ячейке; T_b — температура в выгоревшей зоне; T_u — температура в невыгоревшей зоне

Заданная скорость тепловыделения вводится в модель в качестве граничного условия. Эта скорость тепловыделения может быть построена как функция Вибе для интервалов выгорания топлива 5–50 и 5–90 %, полученная с помощью CMD-процесса. Она может быть также вычислена по кривой давления, полученной экспериментальным путем. Прогрессивная переменная используется для построения закона развития факела. При этом определяются поля распределения температур в форкамере и в основной камере на основе AFR и распределения остаточного газа, полученного при трехмерном CFD-моделировании газообмена. Таким образом, термодинамические параметры (значения давления, температуры, количества остаточного газа) в невыгоревшей зоне могут быть выделены и использованы при расчетах детонации.

В настоящее время специалисты FEV заняты валидацией детального механизма химических реакций применительно к процессам самовоспламенения в машине быстрого сжатия (Rapid Compression Machine) с граничными условиями, типичными для газовых двигателей форкамерного типа ($p > 120$ бар). Измерения будут проводиться при работе на чистом метане и на природном газе, состав которого типичен для систем городского газоснабжения. Детальные модели химических реакций будут затем использованы при расчетах самовоспламенения в невыгоревшей зоне. В бли-

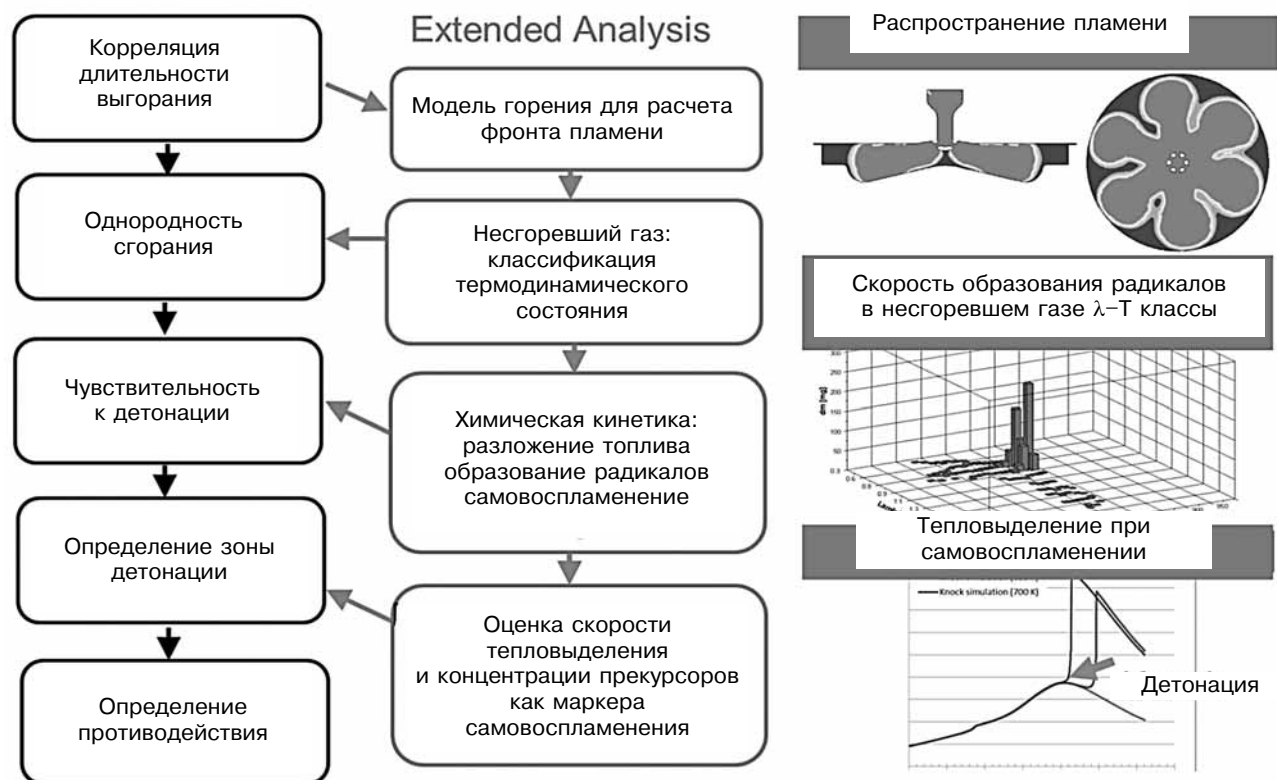


Рис. 13. Перспективы — развитие расширенного алгоритма расчета детонации

жайшем будущем на основании результатов стендовых испытаний будет построена зависимость между тепловыделением и интенсивностью детонации. Эта зависимость может быть также использована в качестве ограничительного условия при проектировании форкамерных двигателей.

Распределение температур, полученное при моделировании сгорания, позволит определить граничные условия на газовой стороне для расчета головки цилиндра методом конечных элементов. Еще одна задача на будущее — интеграция модели образования NO_x в модель рабочего процесса.

Таким образом, процесс, показанный на рис. 12, позволит определить протяженность участка выгорания топлива, выбросы NO_x и интенсивность детонации, а также реализовать целостный подход к разработке систем сжигания топлива для крупных газовых двигателей.

Заключение

Фирмой FEV разработан одноцилиндровый отсек газового двигателя с продуваемой форкамерой и эффективной системой сжигания топлива. Объем цилиндра составляет порядка 16 л, что характерно для многих двигателей различного назначения — стационарных, тепловозных и главных судовых.

В целях уменьшения числа возможных конфигураций (вариантов геометрии форкамеры) для последующих натурных экспериментов был использован и расширен разработанный ранее FEV программный пакет CMD (Charge Motion Design). Он основан на использовании сложных зависимостей процессов сгорания от турбулизации заряда. Точность моделирования подтверждена сравнением его результатов с результатами натурных испытаний. Использование CMD-процесса обеспечивает существенную экономию времени и сил, и значительно повышает общую эффективность проектирования.

Применение оптимизированной форкамеры, параметры которой соответствует лучшим мировым образцам, способствовало получению отличных результатов при стендовых испытаниях опытного двигателя. Высокая устойчивость

рабочего процесса дает возможность существенно поднять удельную мощность двигателя. При стендовых испытаниях среднее эффективное давление IMEP удалось увеличить до 32 бар. Одновременно удалось значительно снизить выбросы NO_x и уложиться в нормы TA-Luft.

Программный пакет FEV для моделирования рабочего процесса в крупных газовых двигателях непрерывно совершенствуется. В ближайшее время он будет дополнен новыми моделями для повышения достоверности и точности моделирования. В качестве примеров можно назвать текущую разработку программ для трехмерного CFD-моделирования распространения факела на основе тепловыделения и точного учета химического состава газа при моделировании самовоспламенения.

Литература

1. Umierski M. «Analyse des Brennverlaufes für stationäre Gas-Ottomotoren mit geteiltem und ungeteiltem Brennraum». Dissertation RWTH Aachen 1999.
2. Wiese W., Pischinger S., Adomeit P., Ewald J. «Prediction of Combustion Delay and -Duration of Homogeneous Charge Gasoline Engines based on In-Cylinder Flow Simulation», SAE Technical Paper 2009-01-1796, 2009, doi:10.4271/2009-01-1796.
3. Wiese W., Adomeit P., Ewald J. «Stromungsentwicklung zur Darstellung robuster Otto-Brennverfahren» / «Charge Motion Development for the Realization of Robust SI Combustion Systems», 11. Tagung «Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors», 20./21. September 2007.
4. Franke M., Geiger J., Lierz K., Heuser P., Jagodzinski B., Schlemmer-Kelling U. «Development strategies for gas engines in high- and medium speed applications», ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA.
5. Dhongde A., Morcinkowski B., Deppenkemper K., Franzke B., Pischinger S. «Durchgangiger Simulationsprozess zur Verbrennungsvorhersage anhand des Stromungszustands im Zylinder für Otto, Diesel und Gasmotoren», VPC.plus Congress, VPC.plus 2014, 16. MTZ-Fachtagung, 30. September und 01. Oktober 2014 | Hanau
6. Umierski M., Pleimling H., Huchtebrock B. «Zyklische Schwankungen des Arbeitsprozesses von Gasmotoren». 3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2003.

**ВИЗУАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ СОЗДАНИИ
НОВЫХ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ**

Koji Takasaki, Daisuke TSURU, Kyushu University

Junichi HIRATA, ClassNK

Tatsuo TAKAISHI, Maritime Innovation Japan Corporation

Johan HULT, Stefan MAYER,

MAN Diesel & Turbo Denmark

Реферат

Можно назвать два главных стимула для отказа от мазута в пользу альтернативных топлив: ужесточение требований IMO к количеству вредных выбросов от судов, включая SO_x и NO_x , и экономический эффект от использования более дешевого и доступного топлива.

Темой настоящего доклада является исследование ряда альтернативных топлив как возможной замены мазута в главных судовых двигателях, принятое с использованием Rapid Compression & Expansion Machine (RCEM) — крупнейшей в мире лабораторной установки с визуальным контролем рабочего процесса. Исследовались следующие виды жидкого топлива.

1. Малосернистое топливо с высоким содержанием ароматиков

CLO [Clarified Oil (осветленное масло = тяжелый газойль рециклинга)] — остаточная фракция процесса флюид-каталитического крекинга Fluid Catalytic Cracking (FCC), получаемая при перегонке нефти и состоящей, главным образом, из ароматиков с 2–3 ароматическими кольцами. При этом содержание серы в этой фракции настолько мало, что укладывается в норму предельно допустимого содержания серы в морских топливах (Global Cap) с 2020 г. Для повышения воспламеняемости CLO в него добавлялся компонент для повышения цетанового числа топлива (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL — Gas to Liquid), при этом подтвердилась роль GTL как присадки, повышающей воспламеняемость топлива.

2. Водотопливная эмульсия с большим содержанием воды

В этом эксперименте количество воды даже превышало количество топлива (крекинг-газойль), при этом удалось добиться воспламенения смеси с помощью пилотного топлива. Для получения того же количества тепла приходилось впрыскивать почти вдвое больше эмульсии, чем обычного топлива в нормальных условиях, поэтому использовалась форсунка с сопловыми отверстиями большего диаметра. Данный метод позволил не только резко снизить выбросы NO_x (укладываясь в норматив Tier 3, т. е. на 75 %), но и улучшить смесеобразование, что привело к сокращению времени догорания. Данный эффект

можно объяснить, прибегнув к теории количества движения (инерции) топливной струи.

3. Метанол

Исследовались характеристики метанола как бессернистого топлива. Метанолу свойственны чрезвычайно короткое время дожигания и низкий уровень выбросов NO_x . Причины — те же, что и в случае водотопливной эмульсии.

Исследовались также газовые топлива, пригодные для использования в двигателях GI (high pressure Gas Injection, т. е. с впрыском газа высокого давления).

4. Природный газ

Визуально образование топливно-воздушной смеси с использованием природного газа высокого давления мало чем отличается от процесса с использованием жидкого топлива. Изучалось влияние повышения давления впрыска (свыше обычных 30 МПа) на процесс сгорания, а также ускорение диффузионного горения за счет улучшения смесеобразования.

5. Этан

Этан в ближайшем будущем предполагается использовать в качестве морского топлива, поэтому изучалась возможность применения этана вместо метана в двигателях GI. Выяснилось, что факел горящего этана светится сильнее по причине большего соотношения C/H, но скорость горения при этом несколько ниже, чем у метана.

6. Добавление водорода к природному газу

Добавление водорода к природному газу — один из способов снижения выбросов CO_2 (по сравнению с чистым природным газом). Более того, выяснилось, что добавка водорода заметно интенсифицирует диффузионное горение.

7. Низкокалорийный газ

Поскольку унос воздуха газовой струей зависит от количества движения газа, то добавка даже инертного газа увеличивает количество движения и тем самым способствует интенсификации диффузионного горения. Кстати, это же относится к упоминавшейся выше водотопливной эмульсии. При добавлении природного и инертного газа, что равносильно снижению теплотворной способности, скорость сгорания во время впрыска возрастает по сравнению с чистым метаном. Данный эффект наблюдается только в двигателях GI, но не проявляется в двигателях, работающих на бедной смеси. Кроме того, добавление инертного газа, в отличие от водорода, не ведет к росту выбросов NO_x .

Введение

Согласно последним нормативам Международной Морской Организации (ИМО), начиная с 2015 г. содержание серы в морских топливах, используемых при нахождении судна в пределах зоны регулируемых выбросов (ECA), не должно

превышать 0,1 %. Более того, в 2020 г. официально вступят в силу новые мировые правила (так называемые «Global Car»), понижающие предельно допустимое содержание серы в топливе до 0,5 %. Поэтому особое значение приобретает поиск и исследование альтернативных топлив, которые бы обеспечивали соответствие двигателей будущим нормативам.

Переход от мазута к альтернативным топливам обусловлен не только ужесточением экологических нормативов, но и соображениями экономической эффективности, связанной с использованием более доступных топлив.

Ранее авторами были представлены доклады об исследованиях рабочего процесса при сжигании малосернистых топлив с высоким содержанием ароматиков (LCO) на конгрессе CIMAC 2010 [1], и о визуализации рабочего процесса двигателя с впрыском природного газа высокого давления (GI) на конгрессе CIMAC 2013 [2]. Настоящая работа посвящена продолжению исследований для оценки возможного применения ряда экологически чистых жидких и газообразных топлив в качестве альтернативы тяжелым морским топливам.

Все данные, приведенные в докладе, получены экспериментально на RCEM (Rapid Compression & Expansion Machine) — крупнейшей в мире лабораторной установке, имитирующей работу камеры сгорания мало- или среднеоборотного судового дизеля.

2. Экспериментальная установка RCEM

Экспериментальная установка RCEM создана на базе опытного одноцилиндрового отсека двигателя с диаметром цилиндра 240 мм. На рис. 1 показано устройство головки цилиндра с двумя окнами шириной 200 мм, расположенными по обе стороны и позволяющими вести визуальные

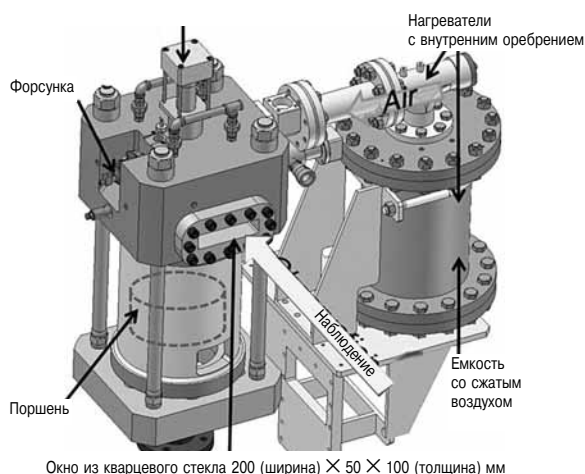


Рис. 1. Камера сгорания установки RCEM для наблюдения за одиночным факелом

наблюдения рабочего процесса при использовании одной форсунки. На рис. 2 показан другой вариант головки цилиндра — с двумя форсунками и цилиндрической камерой сгорания.

Эксперимент выполняется в следующем порядке. Воздушный заряд предварительно подогревается и сжимается в аккумуляторе большого объема (см. рис. 1). Двухступенчатое сжатие позволяет обеспечить достаточно высокие значения давления (p_c) и температуры (t_c) сжатия, несмотря на низкую степень сжатия (порядка 8–9). В описываемой серии экспериментов в качестве стандартных приняты следующие условия: $p_c = 10$ МПа, $t_c = 500^\circ\text{C}$.

RCEM представляет собой машину для сгорания однократного действия. Электродвигатель раскручивает RCEM до 350 об/мин, при этом впускной клапан срабатывает лишь один раз, пропуская предварительно нагретый и сжатый воздух из аккумулятора в цилиндр. Затем выполняются два такта реального цикла — сжатие и сгорание. После этого продукты сгорания направляются в газоанализатор, где измеряется содержание NO_x , CO, и THC.

Подача обоих видов топлива — жидкого и газообразного — осуществляется с помощью электронных систем впрыска с гидроусилителем (EFI), причем как для основного, так и для пилотного топлива. Преимущество системы EFI для опытной установки состоит в том, что эта система позволяет легко регулировать углы, давление и длительность впрыска в зависимости от условий эксперимента.

Для газообразных топлив используется газовый бустер, способный повышать давление метана или этана до 50 МПа. Газовая форсунка с аккумулятором показана на рис. 3. Газовый аккумулятор компенсирует падение давления газа во время

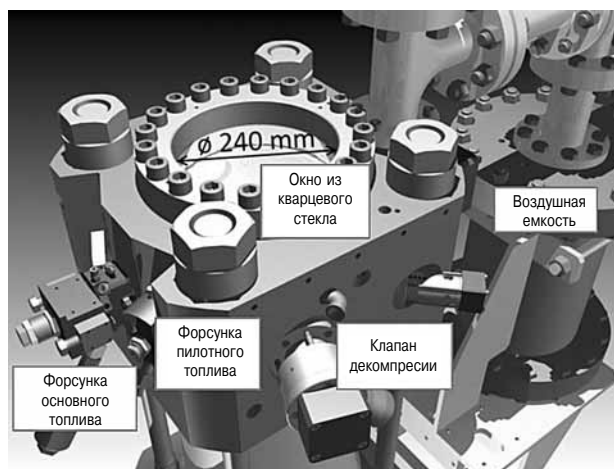


Рис. 2. Камера сгорания установки RCEM — вариант для наблюдения сверху

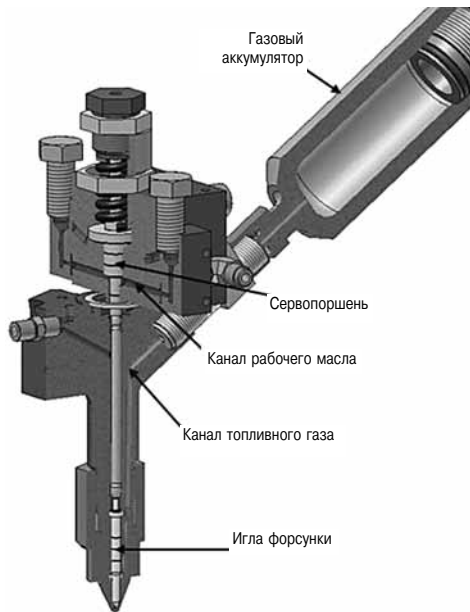


Рис. 3. Газовая форсунка

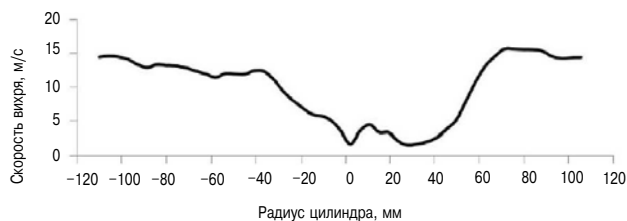


Рис. 4. Распределение скорости воздушных вихрей в ВМТ

впрыска. Условия впрыска пилотного топлива оставались неизменными в течение всего эксперимента. В качестве пилотного топлива использовался автомобильный газойль в количестве, соответствующем 3–4 % от общего тепловыделения.

В цилиндрической камере сгорания, показанной на рис. 2, создается воздушный поток с завихрениями. На рис. 4 показано распределение скорости в конце такта сжатия (в ВМТ), измеренной методом PIV. Значения скорости выбраны таким образом, чтобы воспроизводились реальные условия, свойственные малооборотному двухтактному двигателю.

3. Альтернативное жидкое топливо

3.1. CLO (осветленное масло) + GTL (ГЖК)

3.1.1. Выбор топлива для испытаний. Первым видом жидкого топлива для испытаний, которое имело бы лучшую воспламеняемость, низкое содержание серы и высокое содержание ароматиков, стало CLO, которое является остаточной фракцией процесса флюид-каталитического крекинга (FCC), получаемой при перегонке нефти. Первоначально она называлась «FCC-суспензия». FCC-суспензия содержит так

называемые cat-fines, твердые частицы катализатора, используемого в FCC-процессе. Субстанция, очищенная от этих частиц, получила название CLO.

CLO содержит около 0,5 % серы и после вступления в силу упомянутого выше ограничения «Global Cap» может использоваться в качестве морского топлива. Не исключено, что CLO, содержащее компоненты с двумя и тремя ароматическими кольцами, будет значительно уступать обычному мазуту в части воспламеняемости и качества горения.

В настоящей работе для повышения воспламеняемости CLO в него добавлялся компонент, повышающий цетановое число (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL — Gas-To-Liquid), при этом улучшение воспламеняемости топлива подтвердилось. Хотя GTL является достаточно дорогим продуктом, его добавка в небольших количествах незначительно увеличит стоимость топлива, поскольку цена на CLO невелика.

В табл. 1 показано, как изменяются свойства CLO при добавлении некоторого количества GTL. Например, GTL из природного газа не содержит ароматических углеводородов (табл. 2) и имеет прекрасные показатели воспламеняемости. В настоящем исследовании ECN (расчетное цетановое число) всех топливных проб, включая

Таблица 1

Свойства топлив, участвовавших в тестах

Топливо	Изменение свойств CLO при добавлении GTL, % об.			
	CLO	GTL 10 %	GTL 25 %	GTL 50 %
Вязкость при 50°C, мм ² /с	101 (<15 при 90°C)	60 (<15 при 80°C)	30 (<15 при 66°C)	12
Плотность, кг/м ³	1032	1007	970	908
Остаточный углерод, % массы	4,5	4,1	3,6	2,6
Сера, %	0,51	0,47	0,41	0,29
Ароматики, %	65	59	49	33
ECN по показаниям FCA	7,9	15,1	28,8	
Низшая теплотворная способность (LCV), кДж/кг	40 440	40 820	41 370	42 230

GTL: вязкость: 0,78 при 15 °C, вязкость: 3,4 при 40 °C, LCV: 43,510, ECN (расчетное цетановое число) по FCA: GTL: 77, GO: 57, CLO+ GO25 %: 18,4, CLO+ GO 50 %: 33,8

Таблица 2

Свойства LCO и GTL

Характеристика	Тип MDO	LCO	GTL
Плотность при 15°C, кг/м ³	867	941	784
Сера, % м/м	0,53	0,21	
Вязкость при 50°C, мм ² /с	2,35	2,18	3,45 (40°C)
Температура вспышки, °C	71	87	104,5
Ash, % м/м	0,001>	0,003	
Температура выкипания (10 %), °C	228	242	246
Температура выкипания (50 %), °C	281	282	292
Температура выкипания (90 %), °C	330	347	336
HCV (брутто), МДж/кг	45,1	43,1	
LCV (нетто), МДж/кг	42,4		43,5
Насыщенные углеводороды, % об	57	22	
Олефиновые углеводороды, % об	1	6	
Ароматические углеводороды, % об	42	73	0

GTL, определялось с помощью прибора FCA (анализатор сгорания топлива) [3].

Как следует из табл. 1, ECN для исследуемого CLO составляло 7,9. В RCEM задержка воспламенения CLO равнялась 10 градусам ПКВ (5 мс). В то же время ECN для GTL равно 77, т. е. значительно выше, чем для обычного газойля (57), по этому задержка воспламенения GTL в RCEM составляет всего 1 градус ПКВ (0,5 мс).

3.1.2. Результаты экспериментов. Добавление в CLO некоторого количества реагента с высоким CN, например автомобильного газойля (GO) или GTL, улучшает воспламеняемость горючего, что подтверждено данными экспериментов.

Как видно из табл. 1, добавка GTL снижает содержание ароматиков в CLO и повышает его ECN. Например, добавка 10 % GTL (т. е. остальные 90 % — CLO) повышает значение ECN до 15, что соответствует среднему показателю большинства современных флотских мазутов. Дополнительным преимуществом этого варианта смеси является уменьшение вязкости и плотности CLO, при этом снижается температура подогрева горючего, необходимая для впрыска.

Экспериментальные данные показаны на рис. 5 и 6. Все данные получены при одних и тех же условиях, типичных для малооборотных двухтактных дизелей, а именно: топливо впрыскивается в турбулентный воздушный заряд, как показано на рис. 6, под давлением 70 МПа. Впрыск производится в диапазоне от -6 до +19 град ПКВ относительно ВМТ с помощью форсунки с четырьмя сопловыми отверстиями.

На рис. 5 показано изменение показателей тепловыделения и вредных выбросов при добавлении в CLO GO (а) и GTL (б). Период задержки самовоспламенения, как и ожидалось, уменьшается с увеличением доли добавок GO или GTL в составе топлива. Очевидно также, что добавка GTL в этом отношении более эффективна, нежели добавка GO. Например, добавка 10% GTL (рис. 5, б) сокращает период задержки самовоспламенения почти настолько же, насколько добавка

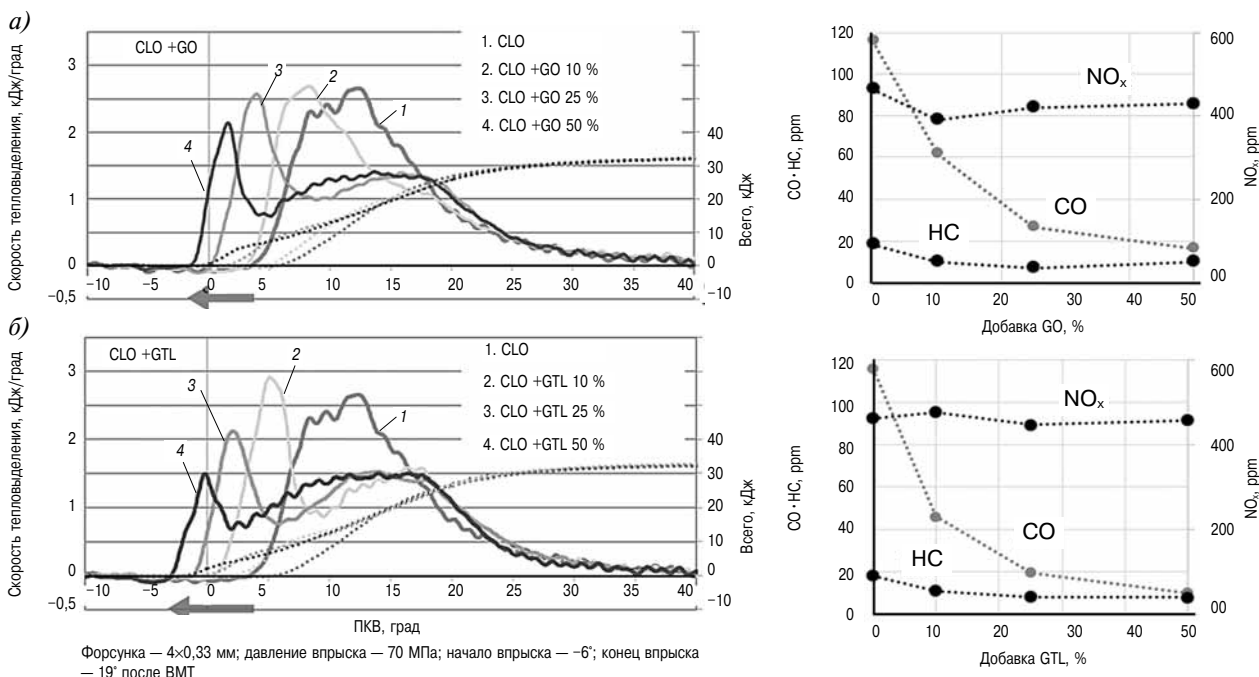


Рис. 5. Изменения скорости тепловыделения и вредных выбросов при добавлении GO или GTL в CLO

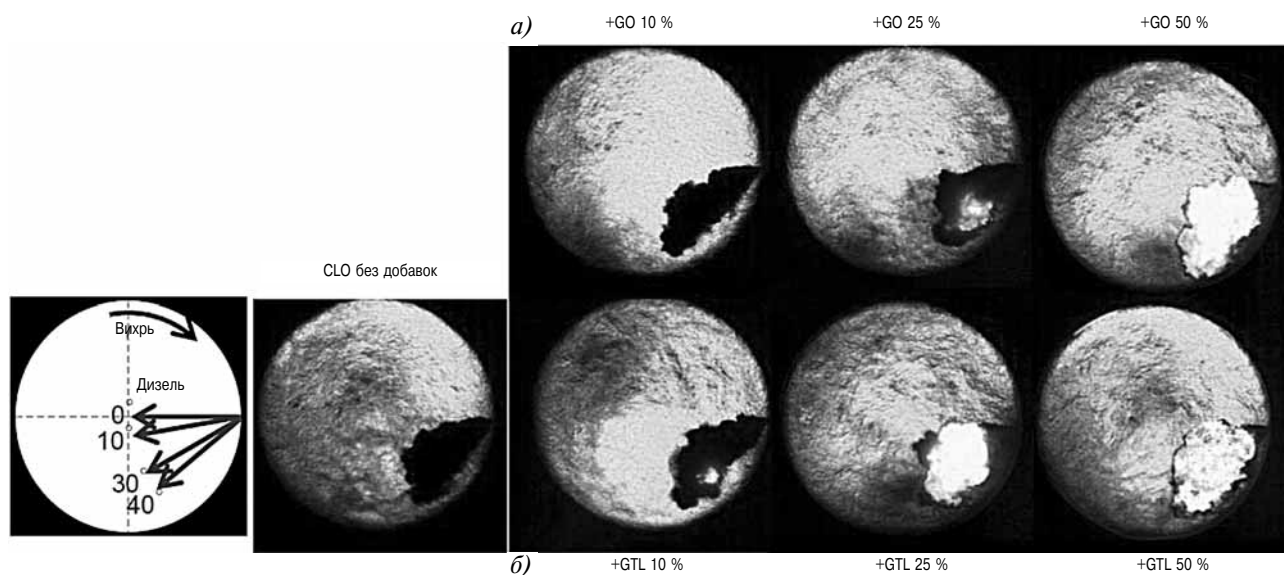


Рис. 6. Влияние добавления GTL на воспламеняемость CLO (при одном и том же угле ПКВ — 1,8 град после ВМТ)

25 % GO (рис. 5, а). На рис. 5, б отчетливо видно, что добавка GTL снижает пиковое значение скорости тепловыделения.

Добавка GO или GTL резко снижает выбросы CO, что свидетельствует об улучшении параметров рабочего процесса. Например, добавка 25 % GO или GTL в CLO позволяет снизить выбросы CO на 80 %.

На рис. 6 показаны фотографии струй самовоспламеняющегося топлива при угле 1,8 град ПКВ после ВМТ для семи вариантов, отличающихся процентом добавки GO и GTL. При этом самовоспламенения чистого CLO и смеси CLO + GO 10 % не происходит. В остальных пяти случаях добавка GO или GTL оказывается достаточной для самовоспламенения. Сравнивая длину факела при добавлении GO или GTL в одинаковом количестве, можно заметить, что GTL как средство улучшения воспламеняемости более эффективен, что подтверждается также сравнением скорости тепловыделения в обоих случаях (см. рис. 5).

3.2. LCO (легкий газойль рециклинга) и водная эмульсия в большом количестве

3.2.1. Легкий газойль (LCO), известный как крекингový газойль, — более легкая фракция, чем CLO, получаемая в процессе FCC. LCO может быть использован в качестве альтернативного топлива для судовых дизелей. Характеристики LCO как альтернативного топлива были представлены авторами настоящего доклада на конгрессах CIMAC 2007 и 2010.

Свойства LCO, использованного в данной работе, приведены в табл. 2. В Японии и в некоторых других странах, где практикуется десульфация топлива LCO, содержание серы не пре-

вышает 0,2–0,3 %. Однако в LCO содержится большое количество ароматических углеводородов, состоящих, главным образом, из ароматиков с одним–двумя кольцами. Поскольку число связанных бензольных колец в LCO невелико, его вязкость достаточно мала и сравнима с вязкостью обычного газойля.

При использовании жидкого топлива «LCO + водная эмульсия в большом количестве» необходимо было проверить, во-первых, будет ли малосернистый LCO удовлетворять требованиям ИМО «Global Car» (т. е. содержать менее 0,5 % серы), во-вторых, сможет ли водотопливная эмульсия без присадок обеспечить соответствие требованиям IMO-Tier 3 по NO_x (снижение на 75 % по сравнению с Tier 2).

Что касается последней задачи, то, как показали опыты, для выполнения требований IMO-Tier 3 по NO_x необходимо, чтобы воды в смеси было больше, чем топлива. Учитывая, что воспламеняемость LCO и без того невелика (цетановое число 25–35), добавление воды в таком количестве исключит возможность самовоспламенения смеси вообще. Поэтому воспламенение обеспечивалось при помощи пилотного топлива (в данном случае GTL).

В то же время плохая воспламеняемость не обязательно означает плохое сгорание. Если воспламенение водотопливной эмульсии все же произошло, то по интенсивности горения она превосходит чистое топливо. Дело в том, что плохая воспламеняемость LCO может быть компенсирована увеличением количества движения струи воды, добавляемой в топливо.

На рис. 7 показаны изображения факела, зафиксированные скоростными камерами двух

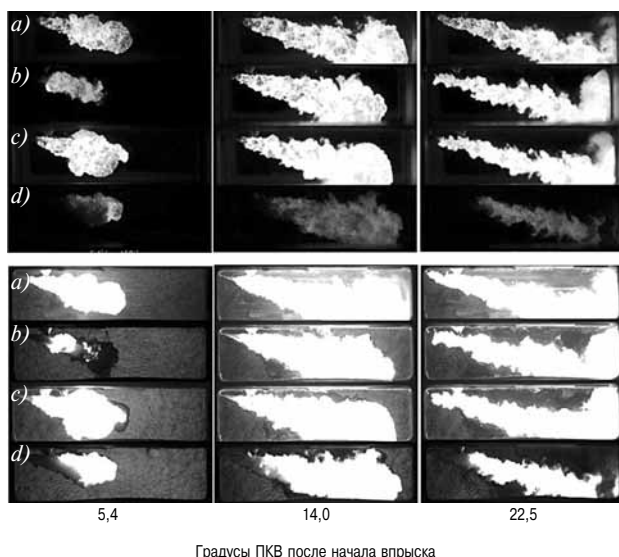


Рис. 7. Визуализация факела LCO в чистом виде и в составе водотопливной эмульсии (начало впрыска: 6–7 град ПКВ до ВМТ)

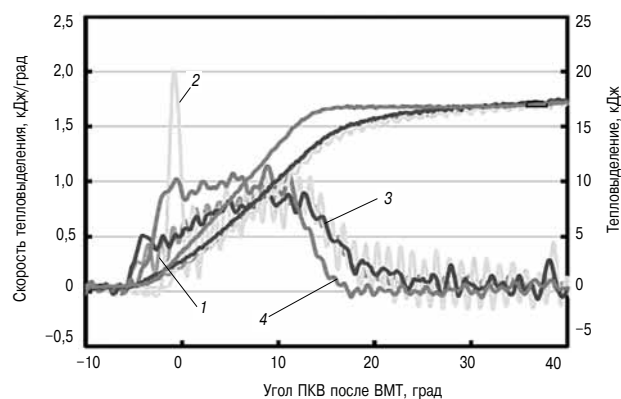
фото: *a* — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; *b* — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; *c* — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; *d* — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа
рентген: *a* — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; *b* — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; *c* — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; *d* — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа

устройств с различным принципом действия. При этом рассматривались четыре варианта. Вариант (*a*) — горение обычного автомобильного газойля, вариант (*b*) — горение LCO (в обоих случаях подача пилотного топлива отсутствует). Вариант (*c*) — горение LCO (воспламенение от пилотного топлива). Вариант (*d*) — горение водотопливной эмульсии, состоящей из LCO и воды, количество которой по массе в 1,2 раза превышает количество LCO. Зажигание водотопливной эмульсии происходит с помощью пилотного топлива.

Характер сгорания в рассмотренных случаях различен. В варианте (*a*) самовоспламенение газойля происходит в самом начале впрыска. В варианте (*b*) с факелом происходит то, что считается причиной «жесткой работы дизеля» (детонации), т. е. воспламенение рабочей смеси после длительной задержки, носящее взрывной характер. Это явление не столь заметно на фото (в статике), в то время как на кадрах высокоскоростной киносъемки видна «ударная волна», которая распространяется по объему камеры сгорания вправо и влево от источника воспламенения. В варианте (*c*), где впрыск GTL предшествует впрыску LCO, происходит надежное зажигание газойля в момент его соприкосновения с факелом пилотного топлива.

Вариант (*d*) демонстрирует успешное зажигание смеси (100 % LCO + 120 % воды) после впрыска пилотного топлива (GTL). Еще одним важным условием эксперимента является увеличение диаметра сопловых отверстий форсунки (до 0,8 мм), чтобы обеспечить постоянство длительности впрыска (она должна быть одинаковой для всех вариантов). Это необходимо, поскольку в данном случае объем впрыскиваемой жидкости в два с лишним раза больше, чем в остальных вариантах. Еще одно существенное отличие данного варианта от остальных хорошо видно на фото: яркость факела в данном случае значительно ниже, а период дожигания факела заметно короче. Пилотное топливо выгорает за 22,5 град ПКВ после начала впрыска, т. е. быстрее, чем во всех остальных вариантах.

Сравнение перечисленных выше вариантов по скорости тепловыделения (RHR — heat release rates)



Выбросы, ррт	Газойль	LCO	LCO+GTL (пилотное)	LCO 100%+H ₂ O 120% + GTL (пилотное)
CO	12	23	10	88
HC	28	26	36	59
NO _x	317	418	410	60

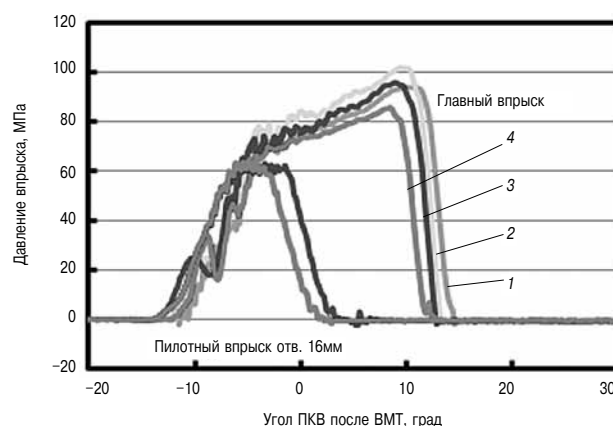


Рис. 8. Скорость тепловыделения при использовании LCO и смеси «LCO + водная эмульсия»:

1 — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; 2 — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; 3 — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; 4 — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа

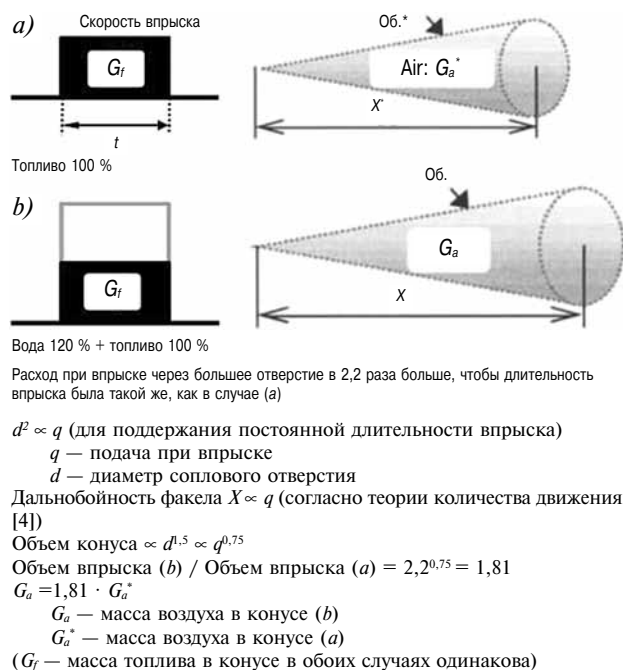


Рис. 9. Модель конуса распыливания, образованного за счет количества движения впрыска

представлено на рис. 8. Как видно из графиков давления впрыска на рис. 8, длительность впрыска во всех случаях практически одинакова. А характер кривых RHR свидетельствует о том, что воспламенение газойля происходит сразу же после начала впрыска. Воспламенение LCO начинается на 4 град ПВК позднее. На фото отчетливо видны пик тепловыделения, вызванный детонацией, и последующий высокочастотный волновой процесс.

С другой стороны, при воспламенении LCO пилотным топливом сгорание развивается плавно, как и в газойле, благодаря своевременному зажиганию. Аналогичный эффект наблюдается при проверке варианта «100 % LCO + 120 % воды». В этом случае наблюдается более высокая скорость тепловыделения в первой половине процесса горения пилотного топлива, и заметно более короткий период догорания. Сокращение периода догорания способствует повышению термодинамического КПД двигателя.

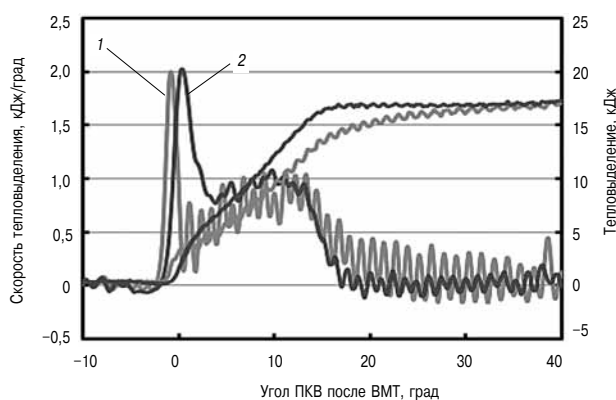
Значения выбросов для всех четырех вариантов показаны в таблице на рис. 8. Что касается выбросов NO_x , то при добавке 120 % воды их количество резко снижаются. Это снижение может достигать порядка 80 % по сравнению с чистым газойлем.

Улучшение рабочего процесса при горении водной эмульсии находит объяснение в теории количества движения [4]. Модель, основанная на данной теории, иллюстрируется рис. 9. Струя топлива и воздуха, формируемая в конце впрыска, схематически изображена в виде конуса.

Другими словами, инерция впрыскиваемой жидкости увлекает окружающий воздух и образует конус. На рис. 9, а изображен конус, образованный 100 % топлива, а на рис. 9, б — конус, образованный смесью «100 % LCO + 120 % воды». Диаметр сопловых отверстий форсунки в обоих случаях разный, что связано с необходимостью поддержания постоянной длительности впрыска. Давление впрыска в обоих случаях также принимается одинаковым.

Теперь сравним конусы (a) и (b). Дальностью факела X в случае (b) благодаря большему диаметру сопловых отверстий больше дальности и факела X при той же длительности впрыска t , т. е. факел проникает дальше и, следовательно, образует больший по размерам конус.

Вернемся к основной проблеме варианта с большим количеством водной эмульсии — необ-



Выбросы, ppm	LCO	LCO 50%+ GTL 50% + H ₂ O 100 %
CO	23	108
HC	26	45
NO _x	418	100

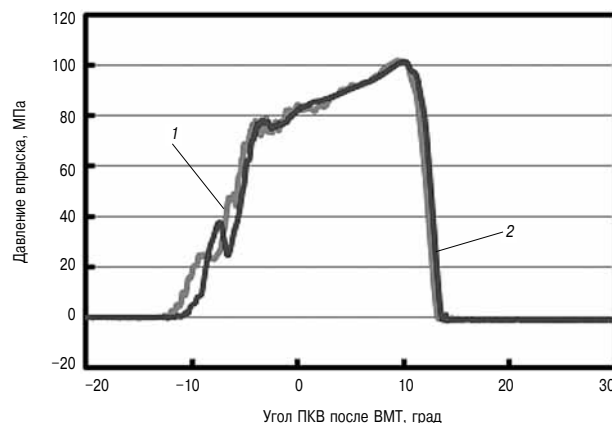


Рис. 10. Самовоспламенение водотопливной эмульсии, обеспеченное присадкой GTL:

1 — LCO, диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 102 МПа; 2 — LCO 50% + вода 100 %, диаметр соплового отверстия 0,7 мм; давление впрыска 101 МПа

Сравнение свойств метанола и цетана

	Цетан	Метанол
Формула	$C_{16}H_{34}$	CH_3OH
Молекулярный вес, 10^{-3} кг/моль	226	32
Плотность, кг/м ³	835 при 288 К газойль по JIS 2	793 при 293К
Стехиометрическое массовое соотношение воздух–топливо	14,5	6,45
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	43,1 (GO)	19,91

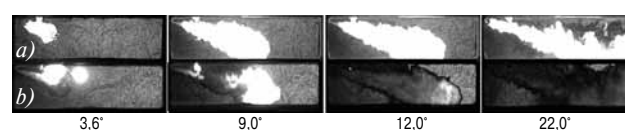


Рис. 11. Сравнение рентгеновских изображений факелов метанола и газойля:

a — газойль: диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 89 МПа;

b — метанол: диаметр соплового отверстия 0,8 мм; давление впрыска 57 МПа

ходимости пилотного топлива для ее принудительного зажигания. Возможный способ ее решения состоит в добавлении в смесь «LCO + водная эмульсия» компонента с высоким CN, достаточным для обеспечения самовоспламенения. Этот способ в настоящей работе был также проверен. Результаты опытов представлены на рис. 10, где показаны кривые тепловыделения и значения выбросов.

В заключение повторим, что при добавлении в смесь большого количества GTL (в пропорции, например, 50 % LCO + 50 % GTL + 100 % воды) смесь будет обладать способностью к самовоспламенению без пилотного топлива, а выбросы при этом сократятся, как минимум, на 75 % по сравнению с «чистым» LCO. Данное сочетание стоит проверить также как способ выполнения требований Tier 3 относительно выбросов NO_x .

Процесс горения факела проще всего представить таким образом: топливо в конусе сгорает за счет воздуха, находящегося в том же конусе. В конце впрыска оба конуса (*a*) и (*b*) содержат одинаковое количество топлива, но больший конус (*b*) содержит больше воздуха, следовательно, горение топлива в конусе (*b*) будет происходить при более высоком коэффициенте избытка воздуха (λ). Этим объясняется лучшее качество сгорания водотопливной эмульсии.

Этим же объясняется и снижение яркости факела в варианте (*d*) (см. рис. 7). Увеличение λ , о котором мы упомянули, вызванное добавкой воды, ограничивает образование частиц углерода, что снижает яркость факела. Кроме того, увеличение λ в конце впрыска снижает количество топлива в фазе догорания. Это означает, что использование водотопливной эмульсии снижает уровень выбросов частиц или черного углерода.

3.3. Метанол

Метанол (CH_3OH), в отличие от метана, при комнатной температуре находится в жидком состоянии, поэтому для его впрыска может использоваться система топливоподачи, аналогичная дизельной. В июне 2015 г. фирма Mitsui E & S объявила об окончании разработки двигателя MAN-LGI с диаметром цилиндра 500 мм (7S50ME-B9.3-LGI мощностью 8470 кВт при 99 об/мин). Дизель предназначен для установки в качестве пропульсивного на танкере, перевозящем в танках метанол, который используется в качестве топлива.

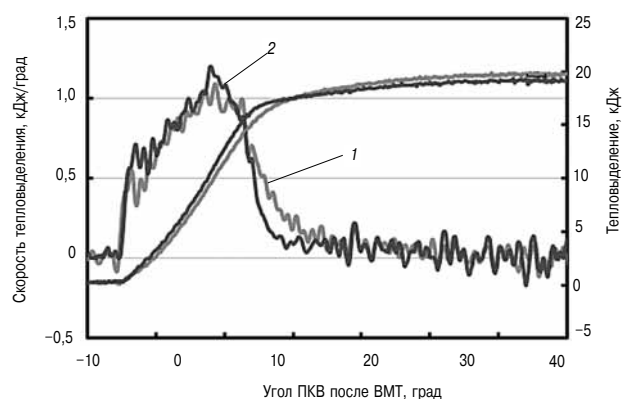
По свойствам метанол сопоставим с цетаном, типичным компонентом дизельного топлива (табл. 3). Сравнительная визуализация горения факела газойля и метанола представлена на рентгеновских снимках рис. 11, поскольку на обычном фото трудно разглядеть свечение тусклого метанолового факела.

Удельная теплотворная способность метанола вдвое меньше, чем у газойля, так как метанол по своему молекулярному составу наполовину состоит из кислорода. Поэтому для получения того же количества тепла метанола требуется вдвое больше. Соответственно должен быть увеличен диаметр соплового отверстия форсунки, как и в случае использования водотопливной эмульсии. В эксперименте, чтобы получить одинаковую длительность впрыска, диаметр соплового отверстия форсунки для газойля был принят 0,5 мм, давление впрыска составляло 89 МПа, а у форсунки для метанола эти параметры составили соответственно 0,8 мм и 57 МПа.

На рис. 11, где сравнивается горение метанола и газойля, видно, что при 9° ПКВ у метанолового факела светится только фронт пламени. Светящаяся часть факела на фото — это пилотное топливо, «выдавленное» во фронт пламени метаноловым факелом.

Сам по себе метаноловый факел светится настолько слабо, что на фотографии почти не виден. На 12° ПКВ видно, что факел метанола стал заметно длиннее, чем факел газойля.

На рис. 12 приведены результаты сравнения метанола и газойля по скорости тепловыделения. Как следует из диаграммы впрыска, давление впрыска метанола гораздо ниже, чем для газойля, при этом период догорания на кривой тепловыделения для метанола оказывается короче.



Выбросы, ppm	Газойль	Метанол
CO	6	7
HC	18	65
NO _x	262	95

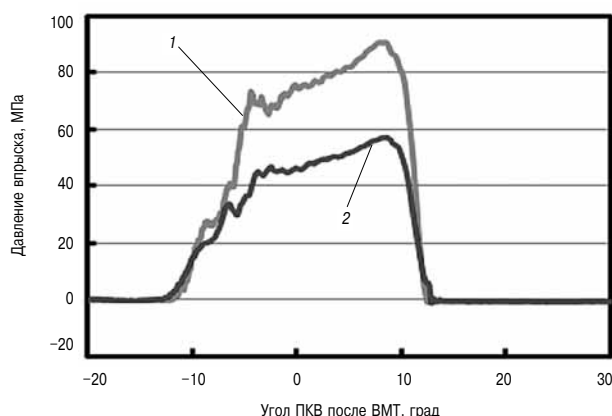


Рис. 12. Сравнение метанола и газойля по RHR и вредным выбросам

1 — газойль: диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 91 МПа;

2 — метанол: диаметр соплового отверстия 0,8 мм; давление впрыска 57 МПа

Сравнение вредных выбросов (таблица на рис. 12) показывает, что выбросы NO_x при горении метанола на 40 % ниже, чем при горении газойля вследствие меньшей температуры сгорания. Выбросы HC, напротив, в 4 раза выше, хотя оказываются относительно небольшими, по сравнению с газообразными топливами (метан и этан), о которых речь пойдет ниже.

Возможные причины меньшей светимости факела метанола и сокращения периода его догорания следующие.

➤ Вследствие низкой теплоты сгорания масса впрыснутого метанола должна быть больше, чем газойля, соответственно соотношение воздух—топливо в этом случае также должно быть больше. Это объясняется с помощью теории количества движения, как уже упоминалось в комментариях к рис. 9 в разделе 3.2.

➤ При низком соотношении воздух—топливо светимость факела (в котором горит, в основном,

углерод) соответственно снижается.

➤ Содержащийся в молекулах метанола кислород оказывает определенное положительное воздействие на процесс сгорания.

4. Газообразное топливо

4.1. Влияние давления впрыска газа на процесс сгорания метана

Визуально диффузионное сгорание газовой струи очень напоминает сгорание струи распыленного дизельного топлива, за исключением процесса воспламенения.

В настоящем докладе эжекция окружающего воздуха газовой струей (как и факелом распыляемого дизельного топлива) объясняется с помощью теории количества движения [5]. Согласно этой теории соотношение воздух—топливо в струе может быть увеличено за счет повышения давления газа при условии, что длительность впрыска газа при этом не изменится (последнее достигается уменьшением диаметра сопловых отверстий).

Конструкция форсунки с четырьмя сопловыми отверстиями была заимствована из дизельного прототипа. Давление газа (метана) было увеличено с 27 до 43 МПа, при этом длительность впрыска выравнивалась за счет изменения диаметра сопловых отверстий. На рис. 13 показана визуализация результатов эксперимента, а на рис. 14 приведено сравнение значений скорости теплового выделения.

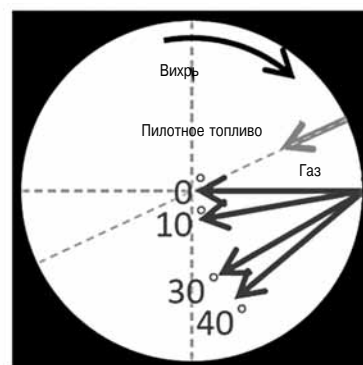
Снимок на рис. 13 сделан методом Шлирена через верхнюю крышку камеры сгорания. Можно предположить, что черная область — это струя газа или сгоревший газ, а светящаяся область представляет собой зону обогащенной смеси в общем объеме факела. Сравнение изображений на фотографиях демонстрирует положительное влияние роста давления впрыска на процесс сгорания. Видно также, что при давлении впрыска 43 МПа ширина светящегося факела меньше, чем при 27 МПа, что объясняется ростом соотношения воздух—топливо из-за более интенсивного захвата воздуха струей топлива. В результате сгорание происходит быстрее, в том числе в фазе догорания.

На рис. 14 также можно увидеть, что рост скорости теплового выделения и сокращение периода догорания наблюдается при увеличении давления до 43 МПа. Увеличение давления впрыска с 27 до 43 МПа приводит к сокращению CO и увеличению выбросов NO_x, в то время как выбросы HC остаются неизменными.

4.2. GI-сгорание этана

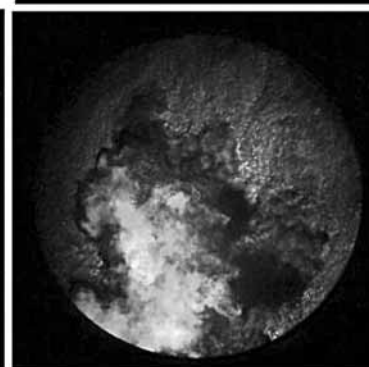
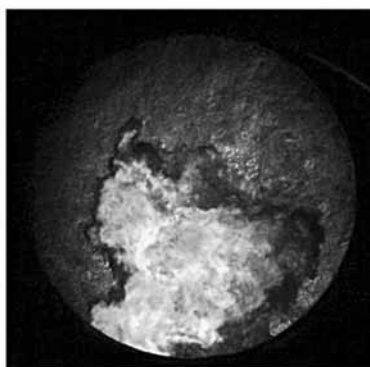
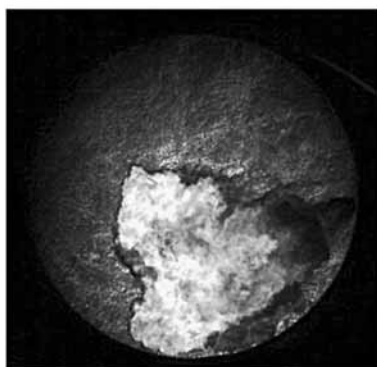
Метан является главным компонентом природного газа, однако существует потребность в GI-дизелях, работающих на этане. В ходе настоящей работы было выполнено сравнение процессов сгорания метана и этана с использованием

Диаметр поля зрения 240 мм

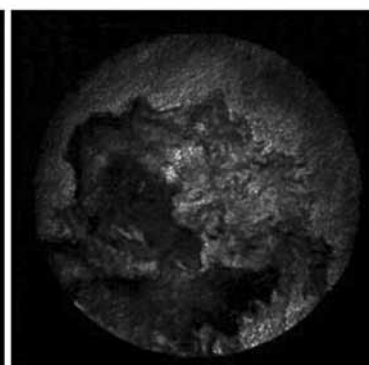
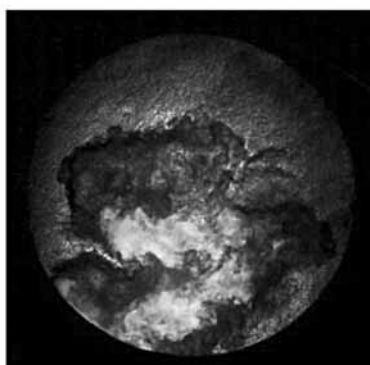
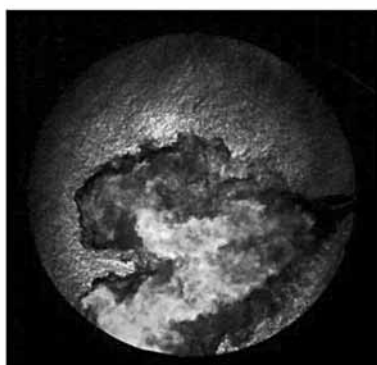


Конец впрыска на 9° ПКВ после ВМТ в обоих случаях

Диаметр соплового отверстия 1,0 мм;
давление впрыска газа 27 МПа



Диаметр соплового отверстия 0,7 мм;
давление впрыска газа 43 МПа



9° ПКВ после ВМТ

12° ПКВ после ВМТ

15° ПКВ после ВМТ

Рис. 13. Улучшение качества сгорания при увеличении давления впрыска газа

RCEM. Сравнение свойств обоих газов приведено в табл. 4.

На рис. 15 показаны значения длительности впрыска и скорости тепловыделения при горении метана и этана. Для справки на рисунке приведены также соответствующие данные по газойлю (давление впрыска 89 МПа). Цикловая подача для каждого вида топлива выбрана таким образом, чтобы тепловыделение во всех случаях было одинаковым. Плотность этана меньше, чем метана, поэтому диаметр сопловых отверстий был уменьшен для сохранения длительности впрыска. Давление впрыска для метана и этана составляет 30 и 28 МПа соответственно. Момент окончания впрыска для обоих видов топлива установлен одинаковым, чтобы различие в фазе догорания было видно более отчетливо.

Вследствие различий в давлении впрыска скорость тепловыделения для этана меньше,

чем для метана, в то время как период догорания этана длится дольше.

Сравнительный вид факелов при горении этана, метана и газойля показан на фото (рис. 16). Факел этана светится ярче, чем факел метана, поскольку его молекула содержит два атома углерода, а молекула метана — только одну. По яркости свечения факела этан занимает промежуточное место между метаном и газойлем. Более продолжительный период догорания этана по сравнению с метаном подтверждается также результатами скоростной киносъемки. Этот эксперимент окончательно подтверждает вывод о том, что увеличение давления впрыска сокращает период догорания этана.

В таблице на рис. 15 приведено сравнение этана и метана по уровню вредных выбросов. Выбросы НС для обоих газов одинаковы, но выбросы NO_x для этана оказались несколько ниже.

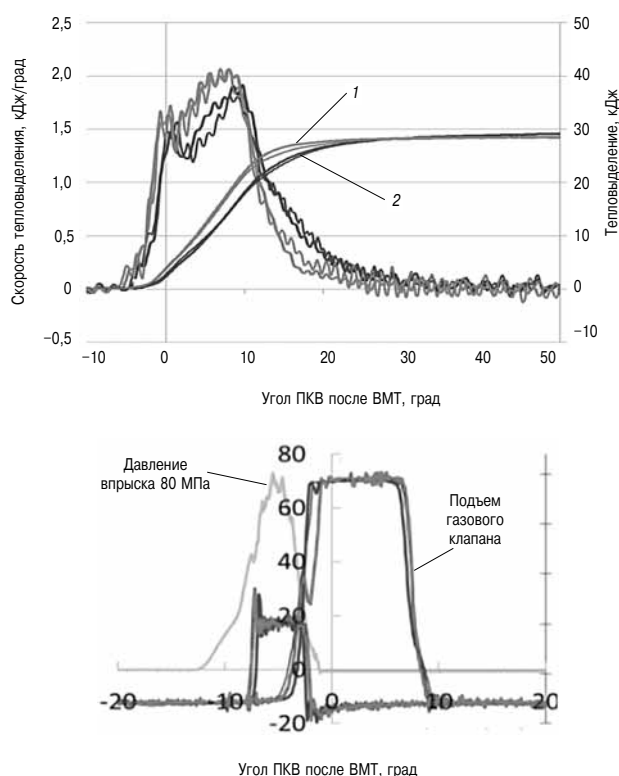


Рис. 14. Улучшение скорости тепловыделения при увеличении давления впрыска газа:

1 — диаметр соплового отверстия 0,7 мм (×4), давление впрыска газа 43 МПа; 2 — диаметр соплового отверстия 1,0 мм (×4), давление впрыска газа 27 МПа

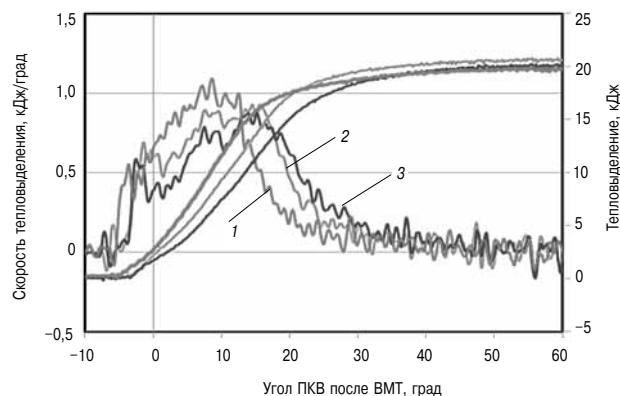
Таблица 4

Свойства газообразных топлив

	Метан	Этан
Формула	CH ₄	C ₂ H ₆
Молекулярный вес, 10 ⁻³ кг/моль	16	30
Удельный вес при 25 °С (воздух = 1)	0,554	1,045
Плотность (газ при 288,8 К, 101,3 кПа), кг/м ³	0,68	1,28
Теоретическое количество воздуха, нм ³ /нм ³	9,53	16,7
Стехиометрическое массовое соотношение воздух—топливо	17,2	16,1
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	50,01	47,51

4.3. GI-сгорание природного газа с добавкой водорода

Исследования горения природного газа с добавкой водорода на двигателе, работающем на бедной смеси, ранее проводились в Техническом Университете Мюнхена [6]. Результаты исследований свидетельствуют о том, что добавка водорода расширяет диапазон коэффициента



Выбросы, ppm	Газойль	Метан	Этан
CO	8	7	8
HC	14	72	73
NO _x	263	160	132

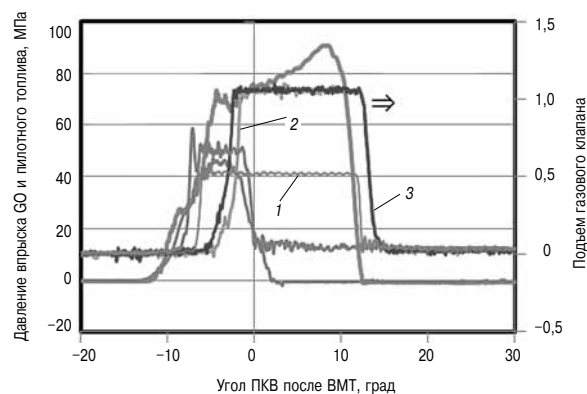


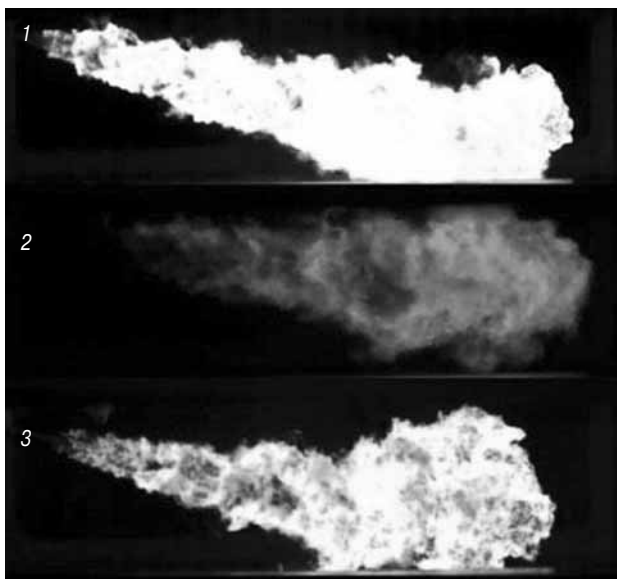
Рис. 15. Сравнение скорости тепловыделения и вредных выбросов этана, метана и газойля:

1 — газойль, диаметр соплового отверстия 0,5 мм, давление впрыска 89 МПа; 2 — метан, диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 3 — этан, диаметр соплового отверстия 0,8 мм, давление впрыска 28 МПа

избытка воздуха, в котором двигатель работает устойчиво (т. е. без пропуска вспышек).

Один из результатов этой серии экспериментов показан на рис. 17. В данном эксперименте применялась форсунка с увеличенным диаметром сопловых отверстий, поскольку добавление водорода увеличивает объем цикловой подачи. Кроме того, давление впрыска было слегка изменено (относительно 30 МПа) для выравнивания длительности впрыска. На рисунке представлена фотография горения смеси метана с водородом. При горении чистого метана наблюдается диффузионное сгорание со светящимся факелом, при добавлении водорода факела меняет свой цвет на синий и постепенно тускнеет по мере увеличения добавки водорода.

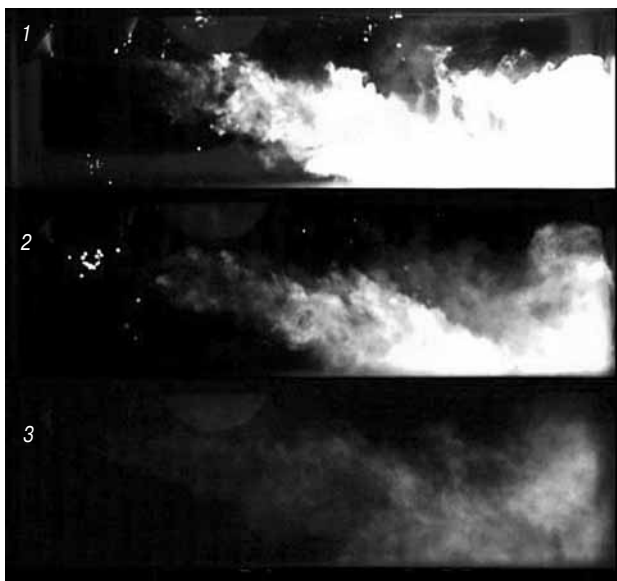
Результаты опытов представлены на рис. 18, где показаны сравнительные кривые тепловыделения и значения выбросов. Во всех трех



10,0 град после ВМТ

Рис. 16. Сравнение факелов при горении этана, метана и газойля:

1 — газойль (апертура F16), диаметр соплового отв. 0,5 мм, давление впрыска 89 МПа, угол распыла 15 град;
2 — метан (апертура F16), диаметр соплового отв. 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа, угол распыла 7,5 град;
3 — этан (апертура F16), диаметр соплового отв. 0,8 мм, давление впрыска 28 МПа, угол распыла 15 град

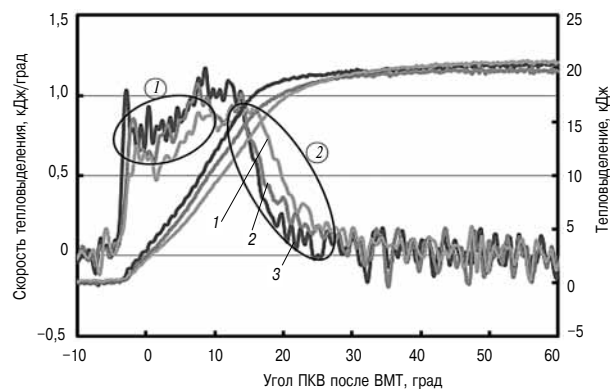


10,0 град после ВМТ

Рис. 17. Улучшение качества диффузионного сгорания при добавке водорода к метану:

1 — 80 % CH_4 –20 % об. H_2 (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 26,4 МПа;
2 — 70 % CH_4 –30 % об. H_2 (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 27,6 МПа;
3 — 50 % CH_4 –50 % об. H_2 (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 30,7 МПа

случаях, представленных на этом рисунке, впрыск газа длится до 14° после ВМТ, а скорость тепловыделения во время впрыска при добавлении водорода (область, обозначенная на рисунке 1)



Выбросы, ррт	CH_4	70 % CH_4 + 30 % H_2	50 % CH_4 + 50 % H_2
CO	7	7	8
HC	72	55	43
NO_x	160	178	240

Рис. 18. Повышение скорости тепловыделения при добавлении водорода к метану:

1 — CH_4 , диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 2 — 70 % CH_4 + 30 % H_2 , диаметр соплового отверстия 1,2 мм, давление впрыска 28 МПа; 3 — 50 % CH_4 + 50 % H_2 , диаметр соплового отверстия 1,2 мм, давление впрыска 31 МПа

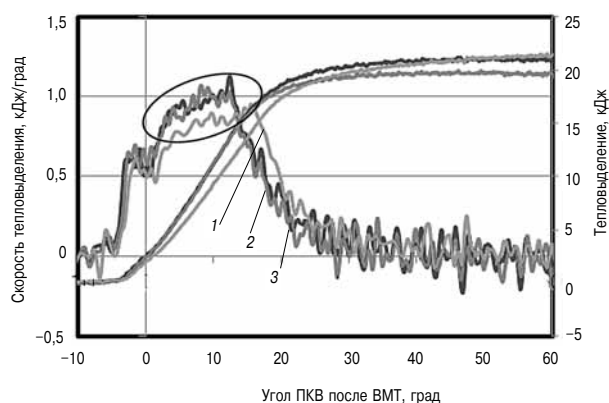
заметно возрастает. Соответственно, период догорания после окончания впрыска (область, обозначенная на рисунке 2) укорачивается. Как видно из таблицы на рисунке, выбросы NO_x с увеличением добавки водорода стали больше, поскольку температура сгорания у водорода выше, чем у метана. С другой стороны, снижается количество несгоревших углеводородов.

Максимальная добавка водорода в опыте составляет 50 % об., но это соответствует лишь 11 % по массе (и 23 % по теплотворной способности), учитывая более низкую плотность водорода. Это еще раз подтверждает эффективность водорода как средства повышения качества диффузионного сгорания, несмотря на то, что его массовая доля достаточно мала.

4.4. GI-сгорание низкокалорийного газа

При впрыске газа в цилиндр, как указано выше (п. 4.1), происходит эжектирование газовой струей окружающего воздуха, при этом количество эжектированного воздуха зависит от массовой цикловой подачи, как и в случае с факелом дизельного топлива. Ранее (п. 3.2) было показано, что водотопливная эмульсия улучшает качество рабочего процесса, поскольку масса впрыска увеличивается за счет добавленной воды, соответственно увеличивается и количество воздуха, участвующего в сгорании топлива. Необходимо было выяснить, насколько эта теория применима к газообразному топливу.

Оказалось — в полной мере, и эксперименты с предварительным добавлением к метану инерт-



Выбросы, ppm	CH ₄	CH ₄ + CO ₂	CH ₄ + N ₂
CO	7	14	11
HC	72	71	62
NO _x	160	136	143

Рис. 19. Повышение скорости тепловыделения при подмешивании инертного газа к метану:

1 — CH₄, диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 2 — CH₄ + 17,5 % CO₂, диаметр соплового отверстия 1,6 мм, давление впрыска 30 МПа; 3 — CH₄ + 24 % N₂, диаметр соплового отверстия 1,6 мм, давление впрыска 30 МПа

ного газа, например, CO₂ или азота, это подтвердили. Если к метану подмешивается инертный газ, то для получения того же количества тепла необходимо увеличить массовую цикловую подачу. В опытах к чистому метану добавлялись 17,5 %об. CO₂ или 24 %об. азота. При этом диаметр сопловых отверстий соответственно увеличивался, чтобы длительность впрыска оставалась неизменной.

В обоих случаях при добавке инертного газа к метану для получения того же количества тепла необходимо увеличивать массовую цикловую подачу примерно в 1,6 раза, так как теплотворная способность такой смеси составляет менее 2/3 теплотворной способности чистого метана.

При использовании в двигателе, работающем на бедной смеси, низкокалорийного газа, содержащего большое количество инертного газа, возникает проблема с пропуском вспышек. С другой стороны, как видно из рис. 19, добавление инертного газа, несомненно, улучшает процесс сгорания и увеличивает скорость тепловыделения во время впрыска газа (зона на рисунке, очерченная овалом). Таким образом, в двигателях GI добавка инертного газа улучшает качество рабочего процесса. Это объясняется увеличением количества движения за счет массы инертного газа, и соответствующим увеличением массы эжектируемого воздуха. Более того, добавка инертного газа несколько снижает содержание NO_x, но не влияет на содержание HC, как это следует из таблицы на рис. 19. Следовательно,

добавка инертного газа, по крайней мере, не приводит к росту вредных выбросов, тогда как при добавлении водорода выбросы NO_x растут (см. предыдущий раздел).

5. Заключение

В рамках настоящего исследования выполнены эксперименты по визуализации топливного факела и GI-горения на крупнейшей в своем классе машине быстрого сжатия/расширения (RCEM) при работе на различных топливах. По результатам экспериментов можно сделать следующие выводы.

Жидкие топлива

➤ Для улучшения воспламеняемости высокоароматичного тяжелого газойля рециклинга (CLO) в него добавлялся компонент, повышающий цетановое число топлива (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL). Эксперименты подтвердили роль GTL в улучшении воспламеняемости топлива.

➤ При добавлении к топливу эмульгированной воды в большом количестве (в том числе более 50 % по весу смеси) не только резко снижаются выбросы NO_x (до требования IMO-Tier 3, т. е. на 75 %), но и улучшается смесеобразование, что подтверждается сокращением времени догорания. Причина этого эффекта объясняется теорией количества движения топливной струи.

➤ При добавлении GTL к эмульсии, содержащей большое количество воды (например, «LCO 50 % + GTL 50 % + вода 100 %»), эмульгированное топливо способно к самовоспламенению без пилотного впрыска, а содержание NO_x может быть существенно снижено (до — 75 %).

➤ Были исследованы характеристики метанола как топлива, не содержащего серы. Горение метанола характеризуется очень короткой фазой догорания и низким уровнем выбросов NO_x. Причины те же, что и при использовании водотопливной эмульсии.

Газообразные топлива

➤ Скорость диффузионного сгорания в GI-двигателе зависит, прежде всего, от степени эжектирования воздуха топливной струей (как и при распыливании дизельного топлива). Увеличение давления впрыска является эффективным способом ускорения диффузионного сгорания, поскольку степень эжектирования воздуха газовой струей зависит от количества движения впрыснутого газа.

➤ Применение этана в качестве топлива требует большего давления впрыска, чем для метана, чтобы получить ту же скорость тепловыделения, поскольку скорость выгорания метана несколько ниже, чем этана.

➤ Добавление водорода к метану заметно улучшает рабочий процесс в двигателях GI.

Поскольку в двигателях, работающих на бедной смеси, самовоспламенения не происходит, добавка водорода может быть довольно значительной.

➤ Поскольку степень эжектирования воздуха газовой струей зависит от количества движения газа, то добавка даже инертного газа увеличивает

количество движения и тем самым способствует интенсификации диффузионного горения. Данный эффект, присущий ГИ-двигателям, при работе на бедной смеси не проявляется. Кроме того, добавление инертного газа, в отличие от водорода, не ведет к росту выбросов NO_x .

Литература

1. *Takasaki, K., et al.* A step to reduce SOx emission from ships - Improvement in combustion of high-aromatic and low-sulfur distillate fuel, CIMAC Congress 2010 Bergen, Paper № 31 (2010).

2. *Imhof, D., et al.* High-pressure natural gas injection (GI) marine engine research with a Rapid Compression Expansion Machine, CIMAC Congress 2013 Shanghai, Paper № 12 (2013).

3. *Takeda, A., et al.* Combustion Quality of Marine Residual Fuel - Trend, Control, Effect on Engine, CIMAC Congress 2010 Bergen, Paper № 84 (2010).

4. *Wakuri, Y. et al.* Studies of the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine, Bul. of JSME Vol.3 № 9 (1960). P. 123.

5. *M. Miyake, T. Biwa, Y. Endoh, M. Shimotsu, S. Murakami and T. Komoda.* The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines, 15th CIMAC Paris, 1983.

6. *S. Kawauchi, B. Korb and G. Wachtmeister.* Influence of H_2 addition on engine performance and emission characteristics in premixed lean burn natural gas engines at high specific loads, Conference «Engine Combustion Processes — Current Problems and Modern Techniques» Ludwigsburg, Germany, Mar. 2015.

УДК 621.436

Плавник П.Г. 85 лет дизелестроительному заводу «Звезда» // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 3–9.

Ключевые слова: ПАО «Звезда», высокооборотные многоцелевые дизели, реверс-редукторные передачи, новое редукторное производство.

Завод «Звезда» — ведущий российский разработчик и производитель многоцелевых высокооборотных дизельных двигателей мощностью от 500 до 7400 кВт для судостроения, железнодорожного транспорта и малой энергетики. По программе импортозамещения завод освоил производство тяжелых редукторов мощностью до 40 000 кВт для главных энергетических установок кораблей ВМФ и гражданских пассажирских судов. В марте 2017 г. завод отметил свое 85-летие открытием нового участка редукторного производства. Ил. 9. Библ. 2.

УДК 621.43

Научно-техническая конференция «ДВИГАТЕЛЬ-2017», посвященная 110-летию кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 10–12.

Ключевые слова: МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Международная конференция «Двигатель-2017», 110-лет обучения специальности ДВС, отечественная научная школа развития двигателестроения.

В феврале 2017 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана состоялась юбилейная Международная научно-техническая конференция «Двигатель-2017», посвященная 110-летию начала обучения специальности «Двигатели внутреннего сгорания». В конференции приняли участие представители более 30 научных, образовательных, проектных организаций и двигателестроительных заводов. На пленарном и секционных заседаниях было заслушано более 40 докладов, посвященных истории кафедры, деятельности ученых отечественной научной школы и результатам исследований по актуальным направлениям развития двигателестроения. Ил. 1.

УДК 621.431

Рыжов В.А. К 110-летию основания специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в МГТУ им. Н.Э. Баумана // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 13–15.

Ключевые слова: ОАО «Коломенский завод», кафедра «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана, создание современных двигателей, подготовка кадров, создание компонентов САПР.

Сотрудничество специалистов ОАО «Коломенский завод» и ученых кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана насчитывает много десятилетий и осуществляется как в форме практического конструирования современных комбинированных двигателей, так и при подготовке инженерных и научно-технических кадров для завода. Главные задачи заводских конструкторов, направленные на создание научно-технического задела и образцов новой техники, решаются с применением компонентов САПР, созданных, в том числе, учеными кафедры «Поршневые двигатели». Табл. 1. Ил. 3.

УДК 621.431

Мягков Л.А. Работы кафедры «Поршневые двигатели» за последние пять лет // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 16–23.

Ключевые слова: поршневые ДВС, развитие научных дисциплин, оптимизация рабочих процессов, топливная аппаратура, снижение вредных выбросов, моделирование нестационарных течений и теплообмена, конструирование и расчеты прочности элементов конструкции.

Представлен обзор развития основных научных дисциплин в области создания современных поршневых двигателей, выполненных учеными кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана за последние пять лет. Приведены практические результаты научных исследований в направлениях

оптимизации рабочих процессов и совершенствования топливной аппаратуры, снижения вредных выбросов с отработавшими газами, моделирования нестационарных течений и теплообмена в элементах конструкции ДВС, конструирования и расчетов прочности методами моделирования напряженно-деформированного состояния деталей, подверженных действию циклических тепловых и механических нагрузок. Ил. 16.

УДК 621.43.052

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Развитие систем двухступенчатого наддува двигателей // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 24–30.

Ключевые слова: дизели, газовые двигатели, двухступенчатые системы наддува, турбокомпрессоры, степень повышения давления, цикл Миллера, детонация, наддув бедной газовой смеси, снижение вредных выбросов, снижение расхода топлива.

Выполнен обзор и анализ развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) четырехтактных и двухтактных двигателей различного применения. Показано, что системы ДСН для четырехтактных и двухтактных двигателей имеют различное конструктивное исполнение и различаются по эффективности воздействия на улучшение рабочих параметров и уровень вредных выбросов. В четырехтактных двигателях с циклом Миллера снижение вредных выбросов NO_x оценивается величиной 40 %, в то время как в двухтактных эффект применения ДСН выражается в снижении расхода топлива на 2–5 г/кВт·ч. Ил. 18. Библ. 15.

УДК 621.431.629

Картуков А.Г., Нечаев В.В. Метод определения разброса компрессии в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания при прокрутке коленчатого вала // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 31–33.

Ключевые слова: ДВС, цилиндропоршневая группа, прокрутка коленчатого вала, разность пиковых значений тока электростартера, разброс компрессии.

Предложен метод диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при «холодной» прокрутке коленчатого вала электростартером. Суть метода состоит в определении разности токов, потребляемых стартером при нахождении в верхних мертвых точках поршней разных цилиндров. Приведены математические зависимости, позволяющие определить разброс компрессии в цилиндрах. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.43

Методы исследования и совершенствования рабочего процесса (материалы конгресса CIMAC 2016) // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 34–58.

Ключевые слова: газовые двигатели, форкамерная система зажигания, «бедная» газовая смесь, альтернативные топлива без серы, визуализация процесса горения, опытный отсек с прозрачными окнами, скоростная съемка, рентгеновский диапазон излучения.

Специалистами фирмы «FEV GmbH» и университета Аахена (Германия) выполнено исследование на опытном одноцилиндровом отсеке форкамерной системы зажигания газового топлива, в том числе «бедной» газовой смеси. Оптимизация процесса проведена с применением программного пакета Charge Motion Design (CMD). Международная группа специалистов выполнила исследование с применением визуализации процесса горения жидких и газообразных альтернативных топлив, не содержащих серы. Эти топлива в перспективе предназначены для применения на крупных судовых дизелях. Инструмент исследования представляет собой уникальный опытный отсек с прозрачными окнами, оборудованный камерами скоростной съемки в обычном и рентгеновском диапазонах излучения. Разработаны практические рекомендации по оптимальному выбору и применению альтернативных топлив на реальных объектах. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 5. Ил. 32. Библ. 12.

UDC 621.436

Plavnik P.G. JSC ZVEZDA Celebrates the 85th Anniversary // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 3–9.

Keywords: JSC ZVEZDA, high-speed multi-purpose diesel engines, reverse reduction marine transmission, new gear production facility.

JSC ZVEZDA is leading Russian designer / producer of high-speed multi-purpose diesel engines rated at 500 to 7400 kW for marine, railway and portable power plant applications. As a part of import-substitution program the Company branched out into making heavy-duty reverse reduction marine transmissions rated at up to 40 000 kW for RF Navy and passenger ships. In March 2017 new reverse-gear production facility has been put into operation. 9 ill., 2 ref.

UDC 621.43

Scientific & Technical Conference «ENGINE-2017» Held on the Occasion of the 110th Anniversary of Reciprocation Engine Department of Bauman Moscow State University

// *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 10–12.

Keywords: Bauman Moscow State University, Reciprocation Engine Department, International Scientific & Technical Conference «ENGINE-2017», 110th Anniversary of "Reciprocation Engines" course introduction, Russian engine-building scholar school.

Scientific & Technical Conference «ENGINE-2017» on the Occasion of the 110th Anniversary of Reciprocation Engine Department of Bauman Moscow State University was held in February 2017. The participants represented over 30 research and educational organizations, design specialists and engine builders. Over 40 papers presented at plenary and section sessions were dedicated to the history of the Department, research activities of Russian scholars, and results of investigations into diesel engine theory and practice. 1 ill.

UDC 621.431

Ryzhov V.A. Anent the 110th Anniversary of Introduction of «Reciprocation Engines» Course in Bauman Moscow State University // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 13–15.

Keywords: Bauman Moscow State University, Reciprocation Engine Department, development of modern engines, education, development of CAD components.

Cooperation between Reciprocation Engine Department of Bauman Moscow State University and PJSC Kolomensky Zavod has been lasting for many decades. The cooperation concerns the development of modern state-of-the-art engines and training of personnel to be employed by PJSC Kolomensky Zavod. Kolomensky Zavod researchers, engineers and technicians extensively use CAD components developed by Reciprocation Engine Department of Bauman Moscow State University. 1 table, 3 ill.

UDC 621.431

Myagkov L.A. Research Activities of Reciprocation Engine Department for the Last Five Year Period // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 16–23.

Keywords: reciprocation engines, development of training disciplines, optimization of combustion, fuel injection system, improvement of emission performance, modelling of non-steady flows and heat exchange, design and stress-strain analysis of engine components.

The authors present review of the development of core disciplines in the area of modern reciprocation engines, worked out by Reciprocation Engine Department for the last five year period. Presented are the results of research programs concerning optimization of combustion systems, improvements

in fuel injection systems, lowering of noxious emissions, modelling of non-steady flows and heat exchange in engine components, construction and strength analysis through simulation stress-strain analysis of engine parts subject to thermal and mechanical loads. 16 ill.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A. Development of Two-Stage Supercharge Systems // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 24–30.

Keywords: diesel engine, gas engine, two-stage supercharge system, pressure ratio, Miller cycle, knock, supercharge in lean combustion engine, emission legislation, fuel economy.

The article presents review and analysis of today trends in two-stage supercharge systems (TSSS) of two- and four-stroke engines used in various applications. TSSS for two- and four-stroke engines differ in configuration and efficiency in terms of expected improvement in engine operating parameters and emission performance. As far as four-stroke engines featuring Miller process are concerned, NO_x emissions are lowered by 40 %, while in two-stroke engines TSSS implementation results in fuel consumption lowering by 2–5 g/kW · h. 18 ill., 15 ref.

UDC 621.431.629

Kartukov A.G. and Nechaev V.V. Determining of Compression Dispersion in Engine Cylinders by Cranking Method // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 31–33.

Keywords: reciprocation engine, piston-cylinder unit, cranking, dispersion of electric starter peak currents, dispersion of compression.

A diagnostic method for engine piston-cylinder unit is offered, based on difference in starter peak currents during cold cranking. The idea of the method boils down to determining the difference between starter peak currents corresponding to TDC positions of each individual piston. Mathematical relations are offered that enable determination of compression dispersion in engine cylinders. 1 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Research in and Improvement of Combustion Systems (based on CIMAC 2016 papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2017. — № 1. — P. 34–58.

Keywords: gas engine, pre-chamber ignition system, visual study of combustion process, lean-burn gas mixture, alternative zero-sulfur fuels, test engine with quartz windows, shadowgraph.

Specialists of FEV GmbH and Aachen University used single-cylinder research engine for examination of pre-chamber system of fuel gas ignition (including lean mixture). Engine parameter were optimized by use of simulation-based design method called CMD (Charge Motion Design).

The international team of experts examined combustion of a number of liquid and gaseous zero-sulfur fuels using visualization. Tested fuels are intended for large marine engines. Experimental apparatus is basically a single-cylinder test engine that has been completely modified and converted into RCEM (Rapid Compression & Expansion Machine), equipped with conventional high-speed cameras and shadowgraphs. The work resulted in practical recommendations on optimal choice and usage of alternative fuels for typical engine applications.

The CIMAC papers are translated into Russian by G. Melnik, PhD. 5 tables, 32 ill., 12 ref.