ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 4 (250)
октябрь–декабрь 2012

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Плавник П.Г., Лерман Е.Ю.
Российские высокооборотные дизели — сегодня и завтра 3

Новиков Л.А.
Моделирование характеристик перспективного высокооборотного судового дизеля в различных вариантах конфигурации 8

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Коженков А.А., Иовлев В.И., Сухарев А.Н., Потанин В.А.
Проектирование рабочих колес турбокомпрессора для ОАО «Пензадизельмаш» 15

Лашко В.А., Пассар А.В.
Концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя 24

Алехин С.А., Бычков В.З., Вакуленко В.В., Грицюк А.В., Клименко Н.В., Нестеренко С.В., Щербаненко Г.В.
Многофункциональная присадка «ИКСОЛ» к охлаждающей жидкости для теплообменных систем 28

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Обозов А.А., Таричко В.И.
Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС 30

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Ложкина О.В., Марченко В.С., Новиков В.Р., Ложкин В.Н.
Оценка удельных выбросов окислов азота легковым автотранспортом 35

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Данилов А.М., Шевченко Е.Б.
О производстве дизельных топлив в соответствии с регламентом таможенного союза 42

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Мельник Г.В.
Технологии и оборудование для снижения вредных выбросов двигателей (по материалам специализированных журналов) 45

Новости ЗАО «Трансмашхолдинг» 8

Новости УДМЗ 34

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Plavnik P.G. Lerman E.Yu.
Russian High-Speed Diesel Engines Today and Tomorrow 3

Novikov L.A.
New High-Speed Marine Diesel Engine: Modeling of Fuel Efficiency and Environmental Performance for Various Configurations 8

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplemkin G.E., Kozhenkov A.A., Iovlev V.I., Sukharev A.N. Potanin V.A.
Designing Turbocharger Wheels for JSC PENZDIESELMASH engines 15

Lashko V.A., Passar A.V.
Turbocharger Turbine Blading Section: Design Concepts 24

Alekhin S.A., Bychkov V.Z., Vakulenko V.V., Gritsiuk A.V., Klimenko N.V., Nesterenko S.V. Scherbanenko G.V.
IXOL — Multifunctional Additive for Coolants Used in Heat Exchangers 28

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Obozov A.A., Tarichko V.I.
Diagnostics in Diesel Engines: Methods and Systems 30

ENVIRONMENTAL ISSUES

Lozhkina O.V., Marchenko V.S., Novikov V.R. Lozhkin V.N.
Evaluation of Nitrogen Oxides Emissions from Passenger Cars 35

FUEL. LUBRICANTS

Danilov A.M. Shevchenko E.B.
Diesel Fuel To Be Produced in Compliance with Customs Union's Regulations 42

ENGINE BUILDING NEWS

Melnik G.V.
Technologies and Equipment to Reduce Noxious Emissions from Engines (as Presented in Dedicated Periodicals) 45

News from TRANSMASHHOLDING 8

News from UDMZ 34

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный инженерно-технический институт» (ВИТИ), филиал академии тыла и транспорта, Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2012 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 03.12.12
Подписано в печать 20.12.12
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 3. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

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

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

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

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

© Журнал «Двигателестроение». 2012. № 4 (250)

УДК 621.436

РОССИЙСКИЕ ВЫСОКООБОРОТНЫЕ ДИЗЕЛИ — СЕГОДНЯ И ЗАВТРА

П.Г. Плавник, к.э.н., председатель совета директоров ОАО «Звезда»,
Е.Ю. Лерман, д.т.н., с.н.с., советник по маркетингу ОАО СЗ «Северная верфь»

Рассмотрены современное состояние и перспективы развития отечественного дизелестроения применительно к классу высокооборотных дизелей. Отмечены возросший интерес и действенные меры со стороны государства для восстановления этого сегмента отрасли двигателестроения. Предлагаются меры по координации научных проектов ФЦП с целью обеспечения производства отечественных компонентов двигателей и ограничения экспансии зарубежных фирм, повышения технологической безопасности и обороноспособности страны.

Кризисное состояние отечественного дизелестроения, которое достаточно подробно анализировалось в течение практически десяти лет [1, 2] и попытки инженерного сообщества изменить что-либо за этот период, к 2012 г. начали менять ситуацию в позитивном направлении.

Доминирующее распространение дизельного привода в составе различных силовых агрегатов объясняется такими его достоинствами, как высокая готовность к действию, маневренность, топливная экономичность, компактность, незначительная чувствительность к параметрам окружающей среды, а также относительно высокая долговечность, простота технического обслуживания. В связи с тем что дизель не является продуктом конечного использования, до последнего времени проблемы дизелестроения находились как бы в тени глобальных проблем развития судостроения, транспорта, энергетики и оборонной техники. Например, в составе судового пропульсивного комплекса двигатели используются в различных комбинациях с турбинами, валогенераторами, насосами и др., поэтому необходима их комплектация редукторами, системами управления, контроля и диагностики. Следует отметить, что зарубежные дизелестроительные фирмы осуществляют, в основном, комплексные поставки, включающие в том числе и движители, что создает им определенные преимущества перед отечественными заводами, не освоившими такую логистику. В то же время следует учитывать, что судостроение — весьма специфическая отрасль промышленности, аккумулирующая в своей продукции достижения большого числа смежных отраслей (металлургии, машиностроения, электроники и т. п.). Таким образом, судостроение стимулирует развитие смежных отраслей, создавая условия для достижения высокого научно-технического уровня их продукции. Можно сказать, что, с одной стороны, судостроение — индикатор уровня развития экономики государства, с другой — стимулирующее звено экономического развития. Известно, что создание одного рабочего места в судостроении влечет за собой появление 4–5 рабочих мест в смежных отраслях. В то же время характерными особенностями отрасли являются высокая наукоемкость кораблей и судов, длительность циклов разработки и постройки, высокая капиталоемкость продукции отрасли, необходимость закупки значительной доли комплектующего оборудования за рубежом [3].

После многих лет дискуссий Распоряжением Правительства РФ от 21.04.11 № 710-р была утверждена концепции подпрограммы «Создание и организации производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» ФЦП «Национальная технологическая база» [4]. Концепцией предусматривается развитие среднеоборотных дизелей различного назначения мощностью от 500 до 7500 кВт и высокооборотных дизелей мощностью 400–3000 кВт. К сожалению, концепция составлена так, как будто в стране не было огромного опыта разработки и производства широкой номенклатуры дизелей различного назначения. Действительно, за последние 20 лет в России произошли необратимые потери. Так, прекратили свое существование заводы «Русский дизель» и «Дальдизель», претерпел банкротство и практически не функционирует Центральный научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ), другие российские заводы более чем в десятки раз снизили выпуск продукции. Харьковский завод им. Малышева, Токмакский завод «Южддизельмаш», «Первомайский завод им. 25-летия Октября», ВПТИ «ЭНЕРГОМАШ», а также Рижский дизельный завод (РДЗ) оказались за рубежом и отдалились от российских проблем, хотя и предпринимают отдельные попытки по участию в рыночных процессах России. При этом РДЗ прекратил существование как дизелестроительный завод, найдя свою нишу в области сборки дизель-генераторов. Производство редук-

торов для газотурбинных и дизель-газотурбинных судовых силовых установок и собственно судовых турбин осталось в Украине («Зоря-Машпроект», г. Николаев). При этом в в Концепции постоянно декларируется тезис о низких параметрах отечественных дизелей и их отставании от зарубежных. К сожалению, авторы концепции очевидно не в полной мере осознают, что дизель, не являясь продуктом конечного пользования, создается для обеспечения потребительских свойств конечной продукции и если продукция не заказывается, то и дизели с соответствующими техническими характеристиками не выпускаются. Это относится как к морской и сухопутной тематике, где оборонный заказ весьма мал, так и гражданскому флоту.

Как и все основные отрасли машиностроения, советское дизелестроение было ориентировано на выполнение оборонного заказа, а народное хозяйство получало технику по остаточному принципу — «берите, что есть». Очевидно, что все это объясняется недостаточным пониманием логики развития техники и дизелестроения в частности. Действительно, может быть выбрана очень удачная размерность дизеля, но конструкция не может существовать вечно. Любая техника имеет период роста, расцвета, а затем неминуемо следуют этапы спада и доживания. Однако ремонт и поддержание эксплуатационной пригодности основного объекта может длиться и более 40 лет с момента поставки последнего дизеля. И если предприятие не выпускает дизельную продукцию, то и содержание оборудования для выпуска запчастей становится нерентабельным.

Широкая экспансия зарубежных фирм на российский рынок обусловлена в первую очередь их долгосрочными стратегическими интересами. Аналитикам этих компаний представляется, что через 10–15 лет Россия выйдет из полосы глубокого экономического кризиса и превратится в потенциально неограниченного потребителя дизельной продукции. Здесь хотелось бы заметить, что начавшийся процесс применения зарубежных дизелей на военной технике послужил причиной возникновения ранее не прогнозируемых проблем. Так, отечественные дизели были вытеснены последовательно сначала с малотоннажного флота проектов 21270 «Буревестник», 12150 «Мангуст», 12200 «Соболь», 21600 «Хоста» и др. В настоящий момент предусматривается установка зарубежных дизелей на корветах пр. 20385 вместо дизелей ОАО «Коломенский завод» с редукторами ОАО «Звезда». Известно, что российский производитель обязан поставлять свое изделие с гарантийным сроком 5 лет, с момента ввода в эксплуатацию и не менее 7 лет с момента отгрузки. Зарубежные двигатели поставляются с коммерческой гарантией 12 месяцев с момента ввода в эксплуатацию и 18 с момента отгрузки. Увеличение срока гарантии, на которое инофирмы идут крайне неохотно, стоит достаточно дорого — до 10 % договорной цены. После установки зарубежного дизеля на судне в контрактных документах не появилось записей о том, что гарантии на импортное оборудование соответствуют заданным их поставщиками. Кроме того, наличие «черных ящиков» в импортной технике позволяет найти множество нарушений, приводящих к прекращению гарантии. И судостроительные заводы становятся заложниками ситуации, так как подготовка личного состава и его менталитет не обеспечивает должный уровень обслуживания в эксплуатации сложной техники. При аварии гарантийный корабль должен быть введен в строй заводом-строителем в кратчайшие сроки. Финансирование гарантийного ремонта проводится верфью с весьма призрачной надеждой на получение компенсации от виновника аварии.

К сожалению, анализ технического уровня отечественных быстроходных судовых дизелей показывает значительное отставание от продукции фирм MTU, MAN. Помимо широчайшего диапазона мощностей (от 400 до 4400 кВт), например, фирма MTU (при удельных массах высокофорсированных дизелей не критично выше суперлегких отечественных) обеспечивает в два раза больший ресурс. Объективное положение дел в машиностроении, особенно судовом, привело на настоящий момент к давно прогнозировавшейся ситуации «разрыва связи времен». Новую прогрессивную дизельную технику проектировать в России некому, да и производить ее не на чем и негде. Так, обновление станочного парка последние двадцать лет практически не проводилось, а применявшиеся технологии и построенные под них корпуса соответствуют 50–70 годам прошлого века. Философия современного проектирования, когда для дизелей одной размерности, но разной форсировки и назначения, для одних и тех же базовых деталей должны применяться разные по стоимости материалы, не может быть реализована из-за отсутствия гибких технологий обработки. Отсутствуют или не производятся многие материалы, например, производство чугуна с вермикулярным графитом, несмотря на наличие ГОСТа, так и не было освоено.

Тем не менее, подвижки в политике государства, формализованные в виде заключенных Государственных контрактов на создание перспективных отечественных дизелей появились. 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 РФ конкурса, заключен с ОАО «Звезда». Представлялось логичным, если бы «Звезда», имеющая почти 60-летний опыт выпуска быстроходных дизелей двух размерностей — ЧН18/20 мощностью от 300 до 1100 кВт и ЧН16/17 мощностью от 800 до 8000 кВт выполняла весь комплекс работ по моторам этого класса. Однако 94 ФЗ, о необходимости корректировки которого говорят во всех отраслях промышленности, опираясь только на «формальную» логику, позволил выиграть лот на создание высокооборотных дизелей в диапазоне 1700–3000 кВт Уральскому дизель-моторному заводу, имеющему большой опыт в выпуске дизелей мощностью до 1750 кВт.

Указанные НИОКР выполняются в рамках федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы по подпрограмме «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

В качестве основного соисполнителя проекта ОАО «Звезда» привлекла известную австрийскую инжиниринговую фирму AVL, имевшую опыт работы с заводами-производителями автомобильных дизелей в РФ. AVL имеет высокий авторитет в Европе и широко привлекается ведущими дизелестроительными фирмами в качестве соисполнителя. В результате совместной деятельности должны быть созданы, испытаны и доведены до заданных показателей дизели судового, локомотивного, дизель-генераторного и промышленного назначения. Работа выполняется на основе использования новейших зарубежных разработок, последних достижений науки и техники, с учетом опыта создания и эксплуатации аналогов, ранее выполненных прикладных научных исследований и разработок, в результате чего должно быть обеспечено получение наукоемкой продукции, конкурентоспособной на мировом уровне. В составе группы конструкторов работают как специалисты AVL, так и российские конструкторы. Основные параметры нового модельного ряда судовых дизелей создаваемых ОАО «Звезда» приведены в табл. 1.

Очевидно, что головные образцы нового модельного ряда будут собираться из импортных компонентов. При этом процедура выбора партнеров AVL достаточно отработана и, в отличие от отечественных традиций, отдельные узлы и детали (кольца, поршни, турбокомпрессоры и т. д.) создаваемых дизелей при освоении их серийного производства будут заказываться специализированным фирмам. В случае требования заказчика привлечь в качестве поставщика российскую фирму ответственность за результат в данном сегменте несет заказчик.

Таблица 1

Основные параметры базового дизеля V-12 нового модельного ряда судовых дизелей

Наименование параметра	Режим М1	Режим М2	Режим М3
Мощность цилиндровая, кВт	150	120	90
Диаметр цилиндра, мм	148		
Ход поршня, мм	175		
Частота вращения, об/мин	2300	2100	1900
Скорость поршня, м/с	13,41	12,25	11,08
Среднее эффективное давление, бар	26,0	22,78	18,88
Максимальное давление сгорания, бар	230	210	180
Выбросы NO_x	IMO 3	IMO 3	IMO 3

Мощность (ICFN по ИСО 3046-1) двигателей для пропульсивных комплексов назначается исходя из режима нагружения:

- М 1 — общая наработка на режиме полной мощности не более 10 % в год; применение для скоростных патрульных судов, скоростных яхт; ключевые компетенции — экономичность, малая удельная масса;
- М 2 — общая наработка на режиме полной мощности не более 30 % в год; применение для рабочих судов, для скоростных пассажирских судов; ключевые компетенции — экономичность, экология, моторесурс;
- М 3 — без ограничения по режимам; применение для рабочих судов; ключевые компетенции — экономичность, экология, моторесурс.

Следует отметить, что мероприятия ФЦП содержат целый комплекс проектов по созданию компонентов дизеля — топливной аппаратуры, турбокомпрессоров и т. д. [5]. К сожалению, никакой целевой связи проектов по созданию компонентов дизелей с темами по созданию новых семейств дизелей различного назначения не имеется. Более того, зачастую победителем в конкурсе, «благодаря» тому же 94ФЗ, становятся фирмы, не известные в профессиональном сообществе дизелистов. Таким образом, локализации производства компонентов для вновь создаваемых дизелей в результате выполнения ФЦП, гарантированно не произойдет.

Хочется отметить еще ряд явных и существенных недостатков мероприятий по реализации ФЦП. Сроки, предлагаемые для создания новых дизелей (3 года), не соответствуют мировому опыту, где они составляют порядка 5–7 лет. Целевые показатели программы в денежном выражении не подкреплены планами судострое-

Таблица 2

Основные параметры судовых дизелей ряда

Мощность на режиме М 1				
Число цилиндров	6	8	12	16
Мощность, кВт	900	1200	1800	2400
Частота вращения, об/мин	2300			
Мощность на режиме М 2				
Число цилиндров	6	8	12	16
Мощность, кВт	720	960	1440	1920
Частота вращения, об/мин	2100			
Мощность на режиме М 3				
Число цилиндров	6	8	12	16
Мощность, кВт	540 (360 при 1500 об/мин	720	1080	1440
Частота вращения, об/мин	1900			

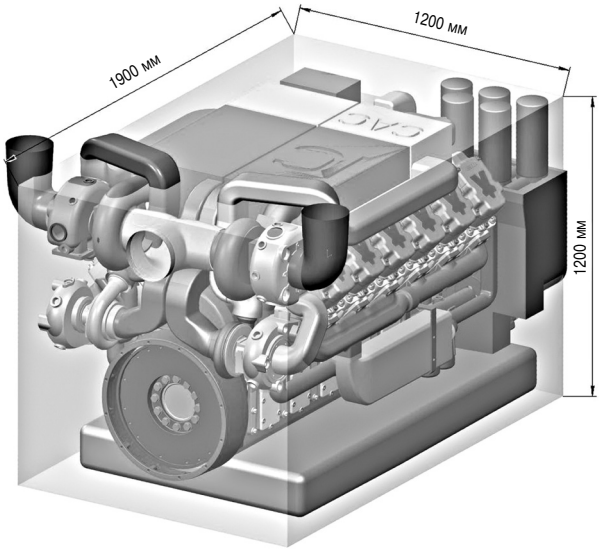


Рис. 1. Габариты базового 12-цилиндрового дизеля

ния (кораблестроения), локомотивостроения и создания других видов техники с приводом от дизелей. Тем не менее, работы по созданию ряда дизелей мощностью 400–1700 кВт на ОАО «Звезда» полностью развернуты.

Мощностные показатели, которые планируется обеспечить при выполнении проекта, приведены в табл. 2. Габаритные размеры базового образца судового дизеля V12 приведены на рис. 1, а общее расположение агрегатов и основные компоновочные решения на рис. 2.

Анализ хода работ показывает, что в основном он, соответствует плановым срокам и в 2014 г. будут построены базовые образцы.

Но к этому моменту должны быть решены два основных вопроса:

➢ нахождение места новых образцов техники на рынке судовых, дизель-генераторных силовых установок и в подвижном составе РАО РЖД;

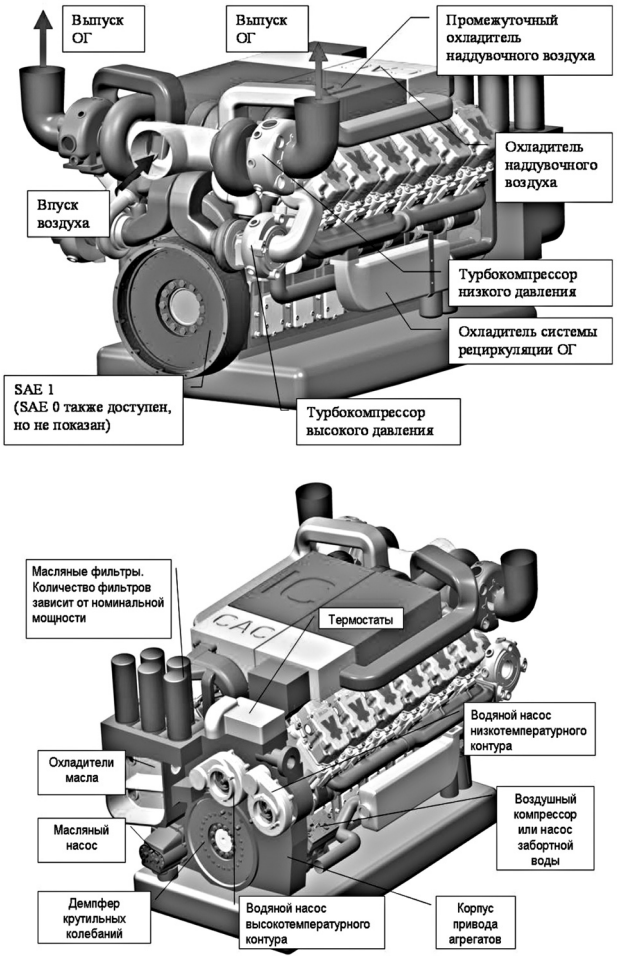


Рис. 2. Компоновочное решение для 12-цилиндрового дизеля

➢ создание условий для производства новых дизелей.

Представляется, что государство, вкладывающее средства в создание техники должно быть заинтересовано в ее широком внедрении, для чего, по нашему мнению, необходимо консолидировать деятельность разрозненных, принадлежащих различным собственникам заводов, по крайней мере, в части координации расходования средств на создание компонентов, согласованного продвижения новой продукции на внутреннем рынке. Целесообразно рассмотреть возможность создания ОАО, которое в качестве управляющей компании координировало и контролировало бы воссоздание отечественного дизелестроения, реализуя основную функцию — рациональное расходование средств ФЦП.

В заключение хочется привести абзац из письма П.А. Столыпина морскому министру И.К. Григоровичу «*... обнаружен ряд заключенных Николаевскими заводами с отечественными, так и с иностранными промышленными предприятиями весьма невыгодных для казны и ставящих наше воен-*

ное судостроение в зависимое от заграничных предприятий положение соглашений о порядке исполнения заказов морского ведомства по сооружению новых судов в Балтийском и Черном морях. Находя, со своей стороны, что быстрое пополнение нашего флота отвечающими современным боевым требованиям судами может быть достигнуто лишь при соблюдении должной экономии в расходовании на этот предмет средств государственного казначейства и при обеспечении за морским ведомством полной независимости от иностранных судостроительных фирм, долгом считаю просить Ваше Превосходительство не отказать уведомить меня о мерах, какие Вы сочли нужным принять для устранения тех неблагоприятных для отечественного судостроения условий...» [6]. К такому пониманию проблемы технологической безопасности государства сложно что-либо добавить.

Литература

1. *Лерман Е.Ю., Горшков В.Ф., Барановский В.В.* Судовое дизелестроение: современное состояние и перспективы // Судостроение. — 2004. — № 3. — С. 22–25.

2. *Лерман Е.Ю.* Состояние отечественного судового высокооборотного дизелестроения: Материалы межотраслевой научн.-техн. конф. СПбГМТУ «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС». — СПб., 2008. — С.16–21.

3. *Пашин В.М.* Судостроение — проблемы и перспективы // Металлы Евразии. — 2002. — № 6.

4. Программа «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы.

5. *Новиков Л.А.* Итоги торгов по лотам подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения», разыгранных в 2012 г. // Двигателестроение. — 2012. — № 1. — С. 3–6.

6. Письмо П. А. Столыпина И. К. Григоровичу от 04.05.1911г. № 2227 РГИА. Ф.1276. п. 4. Д. 42. Л. 95–95 об. На бланке «Председатель Совета министров».

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

Коломенский завод завершил изготовление дизель-генераторных установок для Белоярской АЭС

Коломенский завод завершил изготовление комплекта дизель-генераторных установок для системы резервного электроснабжения строящегося энергоблока № 4 Белоярской АЭС (г. Заречный, Свердловская обл.). За последние 20 лет это первые дизели отечественного производства мощностью более 1 МВт, поставленные на российские атомные электростанции.

По заказу ОАО «Атомэнергомаш» Коломенский завод разработал и изготовил комплект дизель-генераторных установок в составе двух ДГУ4000 мощностью 4000 кВт и трех ДГУ3200 мощностью 3200 кВт, предназначенных для надежного энергоснабжения АЭС в случае возникновения неисправности внешнего электроснабжения, с целью обеспечения нормального останова реактора и последующего поддержания его в безопасном состоянии. ДГУ3200 и ДГУ4000 прошли комплекс необходимых испытаний, предусмотренных правилами и нормами, применяемыми к оборудованию АЭС, которые подтвердили их соответствие техническому заданию заказчика. ОАО «Коломенский завод» с сентября 2012 г. осуществляет поэтапную отгрузку принятого заказчиком оборудования и в 2013 г. проведет шеф-монтажные работы по вводу установок в эксплуатацию.

В качестве силовой установки ДГУ используется двигатель 16ЧН26/26, разработанный на базе серийного типоразмерного ряда дизелей Д49. При проектировании ДГУ использован опыт создания резервных двигателей для атомной электростанции в Бушере и двигателей 10Д49 для кораблей ВМФ. Системы автоматического управления позволяют обеспечить работу всего комплекса в автоматическом режиме без участия обслуживающего персонала.

На сегодняшний день альтернативы поршневым комбинированным дизельным двигателям для использования в качестве резервных энергетических установок безопасности для АЭС не существует и, по оценкам экспертов, не появится еще достаточно долго. Коломенский завод ведет работы по созданию базовой резервной ДГУ единичной мощностью 6300 кВт для обеспечения электроэнергией каналов безопасности на базе одного дизеля. Этот дизель предназначен для эксплуатации на АЭС с энергоблоками типов АЭС 2006 и ВВЭР ТОИ. В рамках Федеральной целевой программы по развитию дизелестроения в России на предприятии создается новый дизель-генератор на базе V-образного 20-цилиндрового дизеля ЧН26,5/31 с номинальной мощностью 6300 кВт. Разработка ведется с учетом всех нормативных требований, предъявляемых к перспективным резервным ДГУ АЭС.

Правительство Российской Федерации поставило задачу к 2030 г. довести долю атомной генерации в общем объеме производства электроэнергии до 25–30 % (сегодня она составляет 16 %). Планируется построить в общей сложности 26 атомных энергоблоков.

ОАО «Коломенский завод» имеет лицензии на право конструирования и изготовления оборудования для атомных электростанций и преференции по изготовлению ДГУ для АЭС. В 2004 г. на предприятии была изготовлена принципиально новая, полностью автоматизированная энергетическая установка второго класса безопасности для АЭС «Бушер-1» в Иране, которая прошла типовые испытания, подтвердившие соответствие требованиям РД ЭО 0052-00 и стандарта США IEEEStd387-1995, действующим в атомной энергетике. В настоящее время Коломенский завод является единственным в России производителем резервных дизель-генераторных установок для АЭС.

УДК 621.436

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРСПЕКТИВНОГО ВЫСОКООБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ В РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ КОНФИГУРАЦИИ

Л.А. Новиков, к.т.н., с.н.с.
ООО «ЦНИДИ-Экосервис»

Представлены результаты численного моделирования рабочего процесса и неравновесной кинетики образования окислов азота (NO_x) главного судового дизеля размерности 12ЧН15/17,5 V-образного исполнения мощностью P_e = 1650 кВт при частоте вращения n = = 2250 об/мин с удельным эффективным расходом топлива (b_e) на номинальном режиме не более 195 г/кВт·ч. Рассмотрены варианты конфигурации двигателя, включающие одноступенчатый и двухступенчатый наддув, топливную систему типа «common rail», цикл с укороченным впуском (умеренный цикл Миллера). Показано, что при различных вариантах конфигурации двигателя может быть обеспечено соответствие требованиям международного стандарта IMO Tier-2 по выбросам NO_x при заданном уровне экономичности. Достижение перспективной нормы IMO Tier-3 следует обеспечить за счет установки на дизеле системы очистки газов.

Факторы, определяющие конфигурацию современного высокооборотного судового дизельного двигателя

Разработка базовых образцов модельного ряда современных высокооборотных дизельных двигателей многоцелевого (внедорожного) назначения в мощностном диапазоне 400–1700 кВт предусматривает решение таких основополагающих задач, как выбор размеров цилиндра, параметров рабочего процесса, общей конфигурации двигателей семейства и конструктивных особенностей основных систем (наддува, топливоподачи, газообмена, управления). Принятые решения должны учитывать комплекс самых разнообразных требований к создаваемому семейству двигателей (рыночных, технико-экономических, технологических, экологических, эксплуатационных и т. д.), определяющих в совокупности общие тенденции развития транспортных двигателей многоцелевого назначения в данном мощностном классе.

В то же время в техническом задании на выполнение НИОКР заказчиком работы регламентированы только два основных показателя:

- удельный эффективный расход топлива (b_e) при стандартных внешних условиях по ISO 3046-1 на номинальном режиме — не более 195 г/кВт·ч;
- назначенный ресурс до капитального ремонта — не менее 36 тыс. часов.

Требования к показателям выбросов вредных веществ с отработавшими газами, ориентированные на ближайшую перспективу и обозначенные в международных стандартах [1, 2], должным образом в задании не сформулированы, хотя именно эти требования определяют конфигурацию современного дизельного двигателя на внешнем рынке [3]. По-видимому, государственный заказчик нового семейства двигателей (Минпромторг РФ) стратегически ориентировал исполнителей НИОКР прежде всего на восстановление утраченных позиций отечественных производителей двигателей на внутреннем рынке с последующим освоением рынков экономически не развитых стран, где требования к охране окружающей среды пока еще относятся к разряду второстепенных показателей. В технической зарубежной литературе к упомянутым рынкам специалисты относят страны Восточной Европы (постсоветские), Россию, Китай, Индию, Пакистан, страны ближнего Востока и Юго-Восточной Азии, Африканские страны.

Одну из главных целей настоящего расчетного исследования можно сформулировать как определение вариантов конфигурации базовой модели перспективного судового двигателя, при которой одновременно обеспечиваются требования заказчика к экономичности и ресурсу, а также требования международных стандартов по выбросам вредных веществ. При этом в конструкцию двигателя необходимо заложить достаточный потенциал модернизации, ориентированный на более отдаленную перспективу.

Значения предельно допустимых выбросов окислов азота (NO_x) для судовых дизелей на ближайшую перспективу были приняты на заседании Комитета IMO по защите морской среды выпуском директивы MEPC 176(58) в октябре 2008 г [1]. Для морских судов, киль которых заложен после 01.01.2011 г., нормативы допустимых

выбросов NO_x на уровне IMO Tier-2 стали обязательными для судовых двигателей во всем мире, в том числе для двигателей морских судов внутреннего плавания, поскольку с 2010 г. Российская Федерация стала стороной Международной конвенции по предотвращению выбросов с судов [4]. Действующие нормативы предусматривают снижение выбросов NO_x на 16–22 % по сравнению с требованиями национального стандарта ГОСТ Р 51249 и нормами IMO Tier-1, действующими до 01.01.2011 г. (табл. 1).

Норма выбросов IMO Tier-2 для плавания в открытом море и на внутренних водных путях РФ будет действовать достаточно долго, и дата ее изменения пока не определена.

Норма IMO Tier-3 будет распространяться только на суда, киль которых заложен после 01.01.2016 г., и будет действовать только в зонах регулируемых выбросов (ECA). В настоящее время планируется введение зоны контролируемых выбросов (ECA) в Балтийском и Северном морях, включая Ла-Манш, с 01.01.2016 г. В заявку на получение статуса ECA включены береговая зона США и Канады, Средиземное море и нескольких крупных мировых портов по перегрузке контейнеров (рис. 1).

Относительно даты введения норматива IMO Tier-3 в пределах ECA также оговорено, что сроки введения могут быть пересмотрены, если анализ состояния разработок технологий по сокращению выбросов NO_x покажет неготовность изготовителей двигателей к выпуску продукции, соответствующей заявленным нормативам.

Современный уровень развития технологий управления кинетикой горения топлива и образования вредных веществ в цилиндре дизеля (т. е. воздействия только на внутрицилиндровые процессы) пока недостаточен для обеспечения

Таблица 1

Предельные значения выбросов NO_x для судовых дизелей [1]

Стадия нормирования, дата внедрения	Уровень выбросов NO_x (г/кВт·ч) при номинальной частоте вращения n (об/мин)		
	$n < 130$	$130 < n < 2000$	$n > 2000$
IMO Tier-1 (с 01.01. 2000)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,84
IMO Tier-2 (с 01.01. 2011)	14,36	$44 \cdot n^{-023}$	7,66
IMO Tier-3 (с 01.01. 2016) за пределами ECA*	14,36	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,66
IMO Tier-3 (с 01.01. 2016) в пределах ECA*	3,40	$9 \cdot n^{-0,2}$	1,97

Примечание. ECA* — Emission Control Area (область контроля выбросов).



Рис. 1. Планируемые и обсуждаемые зоны ECA (области контролируемых выбросов):
планируемые ECA: Балтийское море, Северное море, побережье США, Гавайских островов и Канады;
обсуждаемые ECA: побережье Мексики, побережье Аляски и Великих озер, Кореи, Австралии, Черного и Средиземного морей

требований IMO Tier-3 по выбросам NO_x при условии сохранения достигнутого уровня экономичности (b_e = 190–195 г/кВт·ч), в то время как уровень выбросов IMO Tier-2 надежно (с запасом в 20–40 %) обеспечивается за счет применения промышленно освоенных «внутренних» технологий. Таких технологий в последнее десятилетие разработано и освоено производителями современных двигателей достаточно много. К ним относятся топливные системы с электронным управлением различной конфигурации («common rail», электронно-управляемые индивидуальные ТНВД, насос-форсунки и т. д.), управляемые системы турбонаддува (регулируемые сопловые аппараты, перепуск наддувочного воздуха, регистровый наддув и т. д.), специальные рабочие циклы (цикл Миллера, циклы двойного топлива, с внутренней и внешней рециркуляцией отработавших газов) и многие другие технологии.

Выполнение требований IMO Tier-3, при условии сохранения достигнутого уровня экономичности, пока возможно только за счет установки внешних систем очистки газов, требуемая эффективность которых зависит от совершенства рабочего процесса исходного двигателя. Наиболее широко известна и адаптирована для применения на двухтактных малооборотных судовых дизелях технология селективного каталитического восстановления NO_x аммиаком, выделяющимся при термическом разложении водного раствора мочевины (SCR-процесс) [6]. В двигателях этого типа реактор с SCR-процессом размещен между рабочими цилиндрами и турбокомпрессором, где обеспечивается оптимальный температурный диапазон протекания реакции восстановления NO_x (320–420 °C) с эффективностью не менее 80 %.

Температурные условия в выпускной системе высокооборотных двигателей при средних и низких нагрузках не оптимальны для SCR-процесса, поэтому ее применение на двигателях

этого типа все еще дискуссионно. Помимо неоптимального температурного диапазона, к основным недостаткам SCR-процесса относятся опасность появления в выпускной системе дизеля газообразного аммиака (не менее токсичного, чем NO_x), не вступившего в химическую реакцию из-за тепловой инерции катализаторов на неустановившихся режимах работы, а также высокого риска химического отравления катализатора низкокачественным топливом.

Тем не менее, технология с SCR-процессом активно лоббируется в IMO представителями стран Финляндии Швеции и Дании, располагающих незагруженными производственными мощностями по изготовлению оборудования для очистки газов по технологии SCR. Ими эта технология усиленно продвигается для применения на всех судах коммерческого флота, осуществляющих перевозки в Европейских зонах ECA [5].

Некоторая неопределенность рыночной ситуации, сложившаяся в преддверии внедрения перспективной нормы IMO Tier-3 состоит в том, что в случае ее принятия с 01.01.2016 г. установка на судовых двигателях системы очистки газов с применением SCR-процесса может стать обязательной. Тогда необходимость в применении альтернативных «внутренних» технологий для снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-2, которые уже доведены до промышленного внедрения, попросту исчезает. Известно, что стоимость двигателя возрастает прямо пропорционально снижению выбросов NO_x [6], поэтому затраты производителей на промышленное внедрение «внутренних» технологий с соответствующим усложнением и удорожанием базовых конструкций могут оказаться преждевременными и экономически неоправданными. Сложившаяся ситуация вынуждает производителей судовых высокооборотных дизелей, обладающих достаточно ограниченным экономическим потенциалом, разработать и представить на рассмотрение ближайшей сессии ИМО консолидированное предложение либо о переносе даты внедрения нормы выбросов IMO Tier-3, либо о введении с 01.01.2016 г. менее жесткой промежуточной нормы, требования которой могут быть обеспечены комплексом наиболее эффективных промышленно освоенных «внутренних» технологий.

Таким образом, к основным рыночным факторам, определяющим конфигурацию современного высокооборотного судового дизеля, следует отнести уровень и дату внедрения очередной перспективной нормы выбросов. В силу неопределенности ситуации, сложившейся на рынке Западной Европы, и более благоприятных условий на внутреннем рынке РФ и традиционных (хотя и частично утраченных) рынках развивающихся стран, базовый образец перспективного модельного ряда высокооборотного судового дизеля, создаваемого по государственному заказу Минпромторга РФ, целесообразно ориентировать на действующую за рубежом и в РФ норму выбросов IMO Tier-2.

Варианты конфигурации базового образца перспективного модельного ряда целесообразно выбрать с учетом промышленно освоенных «внутренних» технологий, внедренных на ближайших аналогах — высокооборотных судовых двигателях фирм M.A.N. Diesel &Turbo SE и MTU.

Выбор аналога и вариантов конфигурации базового образца

Как уже упоминалось, разработано и промышленно освоено достаточно много апробированных конструктивных решений и «внутренних» технологий реализации высокоэкономичного малотоксичного рабочего процесса для надежного достижения требований IMO Tier-2. К наиболее эффективным конструктивным решениям, относящимся к совершенствованию рабочего процесса, можно отнести турбулизацию топливовоздушной смеси и организацию интенсивного вихревого движения воздушного заряда в период, предшествующий самовоспламенению топлива. Эти решения реализуются за счет профилирования впускных и выпускных каналов, повышения давления наддува и впрыска топлива, оптимизации формы камеры сгорания.

Получившее в последние годы в двигателестроении развитие систем электронного управления процессами подачи топлива и воздуха (управляемые турбокомпрессоры, регистровый наддув) открыло для конструкторов дополнительные возможности управления кинетикой процессов горения топлива в цилиндре, такими как, например, управляемый закон подачи топлива, двухфазный и множественный впрыск, управляемый заряд цилиндра воздухом (перепуск воздуха), управляемая рециркуляция отработавших газов [7].

Значительным потенциалом для снижения выбросов NO_x при одновременном снижении расхода топлива обладает цикл Миллера в сочетании с высоким наддувом (в одной или двух ступенях) и оптимизированной системой впрыска топлива высокого давления. Идея цикла Миллера состоит в понижении общего температурного уровня процесса сгорания за счет более раннего закрытия впускного клапана и дросселирования воздуха в сечении впускного клапана, что приводит к его охлаждению при расширении в объеме цилиндра. Высокий наддув в этом случае необходим для того, чтобы избежать потери мощности или снижения КПД. Эффективность цикла Миллера для сни-

жения выбросов NO_x не вызывает сомнения, однако несколько усложняет конструкцию системы воздухоснабжения и алгоритм управления этой системой и двигателем в целом [8].

Базовый образец двигателя судового назначения как объект моделирования представляет собой четырехтактный (V-12) тронковый нереверсивный двигатель с водяным охлаждением, агрегатной мощностью P_e = 1650 кВт при частоте вращения n = 2250 об/мин, форсированный по среднему эффективному давлению до значения p_{me} = = 24,4 бар. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D = 175/150 мм выбрано предварительно и впоследствии может быть изменено.

В качестве ближайшего аналога по конструктивным особенностям основных систем и компонентов, влияющих на образование и выход NO_x (камера сгорания, крышка цилиндров, система наддува, система топливоподачи), мощности и средней скорости поршня может быть принят высокооборотный главный судовой дизель MTU 12V 2000 M93, серийное производство которого освоено в 2008 г. Двигатель форсирован по среднему эффективному давлению (p_{me} = 24,6 бар) двухступенчатым регистровым турбонаддувом (p_{int} = 380 кПа) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха после первой и второй ступеней. Система топливоподачи типа «common rail» с регулируемым (двухпозиционным) углом опережения подачи топлива осуществляет впрыск топлива при давлении 2500 бар. Максимальное давлении в цилиндре на режиме максимальной длительной мощности p_z = 190 бар, номинальный удельный расход топлива не более 200 г/кВт·ч при стандартных внешних условиях по ИСО 3046/1. Удельный средневзвешенный выброс NO_x = = 6,46 г/кВт·ч при работе по винтовой характеристике (испытательный цикл Е3). Выбор аналога в данном случае необходим для оценки технического уровня создаваемой базовой модификации и настройки математической модели.

Моделирование показателей рабочего процесса, кинетики образования NO_x и основных рабочих параметров, определяющих потребительские свойства базовой модификации перспективного двигателя, выполнено в двух вариантах, отличающихся конфигурацией и параметрами системы наддува с одновременным решением частной задачи по расчетной оценке эффективности применения цикла Миллера:

➢ вариант № 1 предусматривает использование топливной системы типа «common rail» с регулируемым углом опережения подачи топлива, изменяющимся по линейному закону (от 20 до 5 град ПКВ до ВМТ), одноступенчатой системой наддува (p_{int} = 280 кПа) с охлаждением и перепуском наддувочного воздуха;

➢ вариант № 2 предусматривает использование топливной системы типа «common rail» с регулируемым углом опережения подачи топлива, изменяющимся по линейному закону (от 18 до 5 град ПКВ до ВМТ), умеренным циклом Миллера, двухступенчатой системой регистрового наддува (p_{int} = 380 кПа, с отключаемым турбокомпрессором второй ступени), охлаждением наддувочного воздуха после каждой ступени и управляемым перепуском наддувочного воздуха по закону $\alpha \rightarrow$ const.

При прочих равных условиях, оптимальным законом с точки зрения достижения наилучшего компромисса между расходом топлива и выходом NO_x является поддержание постоянного значения коэффициента избытка воздуха в цилиндре для сгорания в диапазоне $1{,}7<\alpha<2{,}0$. Наиболее надежным управляющим сигналом для регулирования циклового заряда воздуха может быть сигнал датчика содержания кислорода в отработавших газах.

При выборе вариантов конфигурации перспективного высокооборотного судового дизеля возможность использования рециркуляции отработавших газов не рассматривалась, поскольку предварительные тестовые расчеты показали, что применение этой технологии не позволяет обеспечить требования технического задания по показателю удельного эффективного расхода топлива и способствует значительному повышению эмиссии частиц.

Возможность обеспечения заданного ресурса на данном этапе выполнения НИОКР трудно прогнозируется, поэтому с учетом известных статистических закономерностей, исключающих использование особо прочных и дорогостоящих материалов, максимальное давление в цилиндре ограничивается на уровне 210 бар.

Результаты численного моделирования

Результаты моделирования проектных показателей дизеля 12ЧН15/17,5 в двух вышеуказанных вариантах конфигурации на режиме максимальной длительной мощности представлены в графической форме на рис. 2, что наиболее удобно для проведения сравнительного анализа вариантов. Они демонстрируют заметное качественное и количественное различие в характере протекания параметров рабочего процесса и кинетики образования NO_x. Средние значения индикаторной и эффективной цилиндровой мощности (137,5 кВт) в обоих вариантах практически равнозначны и реализуются при близких (но незначительно отличающихся) значениях максимального давления в цилиндре (pz = 195,3–198,6 бар) и максимальной среднемассовой температуры рабочего цикла (T_z = 1749–1774 К). Однако результирующие значения b_e, скорости

реакции образования и конечного выхода NO существенно отличаются, причем разнонаправлено, поскольку традиционный способ организации рабочего цикла и рабочего цикла Миллера принципиально различны. Цикл Миллера осуществляется при укороченном впуске и более высоком давлении наддува (на 23 % больше чем в традиционном цикле по варианту № 1), что не только компенсирует «потери Миллера», но и улучшает соотношение работы сжатия и расширения в пользу последней, вследствие чего улучшаются термодинамические показатели рабочего цикла. Кроме того, в сравниваемых циклах существенно различаются условия смесеобразования. В цикле Миллера дросселирование воздуха в сечении впускного клапана способствует, во-первых, снижению температуры начала сжатия, во-вторых, повышению степени турбулентности (подвижности) воздушного заряда и, в третьих, увеличению коэффициента избытка воздуха для сгорания за счет большего давления наддува. Все перечисленные факторы способствуют более качественному смесеобразованию, улучшению процесса горения топлива и, как следствие, повышению индикаторного и эффективного КПД процесса.

Сравнение результатов моделирования двух рабочих циклов показало, что на режиме номинальной мощности удельный эффективный расход топлива в традиционном рабочем цикле по варианту № 1 составил 196 г/кВт·ч, в то время как в цикле Миллера с двухступенчатым наддувом по варианту № 2 его значение снизилось до 193 г/кВт·ч. Причем эта различие в значениях удельного эффективного расхода топлива при стандартных внешних условиях по ISO 3046/1 сохраняется на всех режимах винтовой характеристики.

Рассмотренные различия в процессе горения топлива и характере тепловыделения определяют

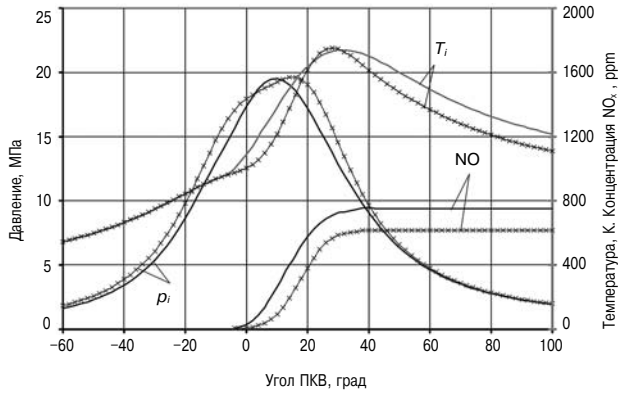


Рис. 2. Давление, температура и процесс образования NO_x в цилиндре дизеля ЧН15/17,5 на режиме полной мощности:

—— вариант № 1 (одноступенчатый наддув);

×—× вариант № 2 (двухступенчатый наддув, цикл Миллера)

различный характер кинетики образования и выхода NO_x. В цикле Миллера вследствие более позднего воспламенения топлива реакция образования NO хотя и начинается позже, но разгоняется несколько быстрее, что полностью соответствует более высокой скорости подъема температуры. Здесь необходимо напомнить, что скорость реакции образования NO намного меньше скорости горения углеводородного топлива, поэтому изменение $\partial NO/\partial\varphi$ происходит не столь интенсивно. В обоих случаях максимальные значения $\partial NO/\partial\varphi$ достигаются сразу же после прохождения пика давления в цилиндре, после чего вследствие падения давления скорость образования NO замедляется, поскольку возникают условия для обратной реакции. После завершения высокотемпературной стадии сгорания (на участке от 35 до 40 град за ВМТ) из-за резкого падения температуры в локальных высокотемпературных зонах горения как прямая, так и обратная реакция полностью теряют подвижность.

Из результатов расчета образования NO (на рис. 2 показан только процесс суммарного выхода NO по цилиндру) следует, что суммарная концентрация NO_x на режиме номинальной мощности в традиционном рабочем цикле по варианту № 1 составила 756 ppm, в то время как применение цикла Миллера с двухступенчатым наддувом позволяет снизить значение концентрации NO_x примерно на 15 %, т.е. до 638 ppm.

Характер изменения проектных рабочих параметров дизеля при моделировании режимов винтовой характеристики для различных вариантов его конфигурации приведен на рис. 3–7.

Характер изменения расчетной концентрации NO_x в отработавших газах на режимах винтовой характеристики (см. рис. 6) демонстрируют заметные преимущества применения цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым регистровым наддувом. При этом одновременно снижается удельный эффективный расход топлива на всех режимах винтовой характеристики на 1,5–4,5 % (см. рис. 3). Здесь необходимо отметить, что снижение удельного эффективного расхода топлива на долевых режимах достигается еще и вследствие поддержания постоянного коэффициента избытка воздуха для сгорания в цилиндре, что относится к бесспорным преимуществам регистрового двухступенчатого наддува (см. рис. 3–5).

В случае исполнения двигателя с одноступенчатым наддувом возможности точного поддержания оптимального циклового заряда воздуха только за счет регулирования перепуска воздуха ограничены.

По показателю максимального давления в цилиндре, определяющему цикловые механические

нагрузки на крышку цилиндра, поршень и подшипники КШМ, а следовательно, и ресурсные показатели, оба варианта конфигурации двигателя практически равноценны.

Изменение удельных выбросов NO_x на режимах винтовой характеристики приведено на рис. 7. Удельные выбросы NO_x двигателя с традиционным рабочим циклом заметно превышают аналогичный показатель двигателя с циклом Миллера только на режимах работы с нагрузкой 75 и 100 % (примерно на 10 %), поскольку двигатель с традиционным рабочим циклом имеет меньший расход отработавших газов (см. рис. 5).

Удельный средневзвешенный выброс NO_x как результирующий расчетный и нормируемый показатель, относящийся к приоритетным потребительским характеристикам для двигателя с традиционным рабочим циклом составил 6,75 г/кВт·ч, а для двигателя с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера 5,95 г/кВт·ч, что в обоих случаях надежно укладывается в норму IMO Tier-2, равную 7,67 г/кВт·ч.

Сравнительный анализ проектных рабочих параметров дизеля 12ЧН15/17,5, выполненный средствами численного моделирования показывает, что при прочих равных условиях удельный эффективный расход топлива и удельный средневзвешенный выброс NO_x, в случае исполнения двигателя в конфигурации по варианту № 2 с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера, будут иметь очевидное преимущество. Однако в этом сравнительном анализе отсутствуют показатели стоимости. Очевидно, что исполнение двигателя по варианту № 2 окажется значительно дороже, поскольку его комплектация предусматривает три турбокомпрессора, дополнительный промежуточный охладитель наддувочного воздуха, при этом алгоритм управления системами

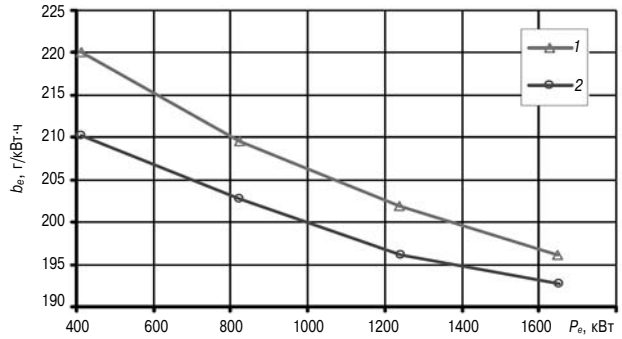


Рис. 3. Удельный расход топлива (ISO 3046/1), винтовая характеристика (Е3):
1 — одноступенчатый наддув;
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

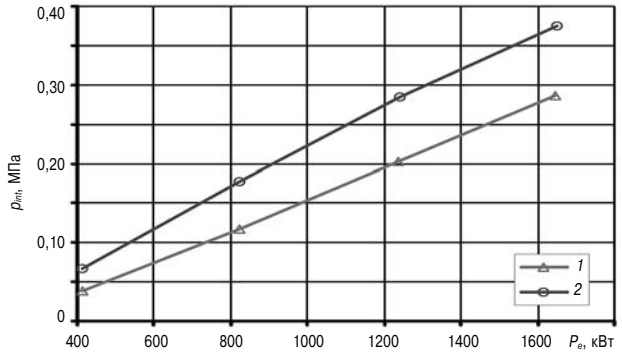


Рис. 4. Давление наддува (избыточное), винтовая характеристика (Е3)
1 — одноступенчатый наддув;
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

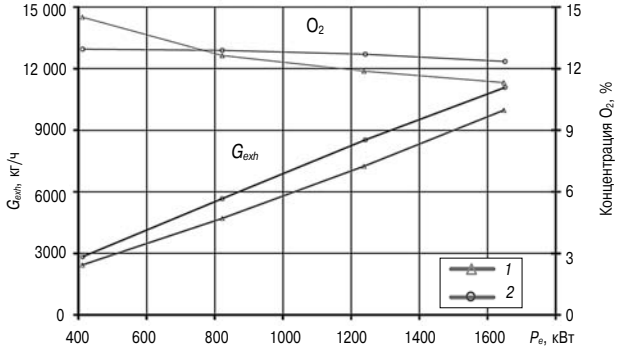


Рис. 5. Расход отработавших газов и содержание O_2, винтовая характеристика (Е3)
1 — одноступенчатый наддув;
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

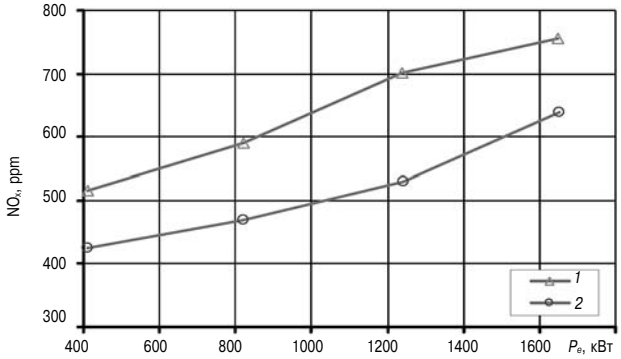


Рис. 6. Концентрация NO_x, винтовая характеристика (Е3)
1 — одноступенчатый наддув;
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

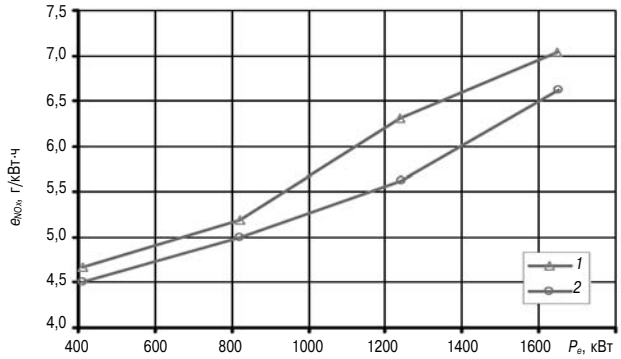


Рис. 7. Удельные выбросы NO_x, винтовая характеристика (Е3)
1 — одноступенчатый наддув;
2 — двухступенчатый наддув, цикл Миллера

двигателя (топливоподачи, воздухоснабжения и газообмена) значительно усложняется, что не может не отразиться на показателях его надежности.

Завершая краткий сравнительный анализ расчетных технических характеристик, необходимо отметить, что полученные методами численного моделирования значения рабочих параметров требуют обязательной экспериментальной проверки для уточнения их количественных значений. В то же время экспериментальная проверка степени достоверности теоретического прогноза представляет безусловный интерес.

Основные выводы, следующие из результатов сравнительного анализа проектных показателей двигателя 12ЧН15/17,5, исполненного в различных вариантах, можно сформулировать следующим образом:

➢ базовый образец перспективного модельного ряда высокооборотного судового дизеля, ориентированный на внутренний рынок РФ и рынки развивающихся стран, по выбросам NO_x должен соответствовать действующей в РФ и за рубежом норме выбросов NO_x IMO Tier-2;

➢ перспективный высокооборотный судовой дизель, выполненный как в более простом варианте № 1, так и в более сложном (и более дорогом) варианте № 2 надежно укладывается в нормы выбросов NO_x IMO Tier-2 и обеспечивает требования технического задания по показателям ресурса и расхода топлива;

➢ в случае исполнения двигателя в конфигурации по варианту № 2 (с двухступенчатым регистровым наддувом и циклом Миллера), при прочих равных условиях, такие потребительские характеристики, как удельный эффективный расход топлива и удельный средневзвешенный выброс NO_x будут иметь очевидное преимущество;

➢ достижение перспективной нормы IMO Tier-3 следует обеспечить за счет установки на дизеле системы очистки газов по технологии SCR или, что предпочтительнее, по альтернативной технологии, реализуемой без применения дополнительных токсичных реагентов;

➢ окончательное решение по выбору конфигурации базового образца перспективного высокооборотного судового двигателя необходимо принимать с учетом дополнительного анализа стоимостных показателей.

Литература

1 Revised MARPOL 73/78 ANNEX VI. Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Resolution MEPC 176(58). IMO, London, October 10, year 2008.

2. DIRECTIVE 91/68/EC of the European Parliament and of the Council. Regulations for the Emission of gaseous and particulate pollutants from internal combustion engines to be installed in non-road mobile machinery. Official journal of the European Union. L 146 of 30 April 2004.

3. *Новиков Л.А.* Показатели вредных выбросов как средство конкурентной борьбы за рынок судовых и тепловозных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 3. — С. 18–21.

4. Постановление Правительства РФ от 24 марта 2011 года № 203 «О присоединении РФ к Протоколу 1997 года об изменении Международной Конвенции по предотвращению выбросов с судов».

5. Report on shipping accidents in the Baltic Sea Area during year 2010. Baltic Marine Environment Protection Commission (HELCOM). Copenhagen, Denmark, year 2012, 31 p.

6. *Новиков Л.А.* Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 8–15.

7. *Dohle U.* «MTU Solutions for Meeting Future Exhaust Emissions Regulations», Tognum AG, Germany. CIMAC Congress 2010, Bergen, Norway, Paper №. 284, 8 p.

8. Koch F., Seidl T. and others. «Development Strategies for High Speed Marine Diesel Engines». MAN Diesel & Turbo SE, Germany. CIMAC Congress 2010, Bergen, Norway, Paper № 248, 9 p.

УДК 621.43.052

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ ОАО «ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ»

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., А.А. Коженков, инженер, В.И. Иовлев, к.т.н., А.Н. Сухарев, инженер; ООО «Турбоком»
В.А. Потанин, зам. главного конструктора; ОАО «Пензадизельмаш»

Рост среднего эффективного давления двигателей, улучшение их топливной экономичности и снижение вредных выбросов требует наличия турбокомпрессоров с высоким давлением наддува. Возникающие при проектировании проточных частей компрессора и турбины задачи оптимизации их расходных и вибрационных характеристик решаются с использованием методов трехмерного компьютерного моделирования. Возможности указанного подхода рассмотрены на примере работы, выполненной для ОАО «Пензадизельмаш» при проектировании рабочих колес турбокомпрессора со степенью повышения давления 3,8 для дизеля 6ЧН26,5/31 мощностью 1500 кВт. Спроектированы и оптимизированы реактивное колесо компрессора объемного профилирования и колесо осевой турбины с пакетным бандажом.

Основные тенденции развития двигателей, такие как рост среднего эффективного давления, улучшение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами приводит к необходимости создания агрегатов наддува с высокими степенями повышения давления. Конструктивные решения, закладываемые на стадии проектирования рабочих колес турбокомпрессора (ТК), должны обеспечивать КПД агрегата на уровне 62–65 % и ресурс надежной работы не менее 30 т. ч.

Решение поставленной задачи предполагает как улучшение аэродинамики проточных частей компрессорной и турбинной ступеней, так и численную оптимизацию прочностных и вибрационных характеристик рабочих колес. Одним из способов улучшения газодинамических характеристик агрегата наддува является использование реактивного колеса центробежного компрессора объемного профилирования [1] и осевой турбины с бандажом [2]. Расчет и оптимизация конструкции проводятся с привлечением методов трехмерного компьютерного моделирования.

Особенности указанного подхода рассмотрены на примере работы, выполненной для ОАО «Пензадизельмаш» при проектировании рабочих колес турбокомпрессора дизеля 6ЧН26,5/31 с системой рециркуляции мощностью 1500 кВт при 1000 об/мин со средним эффективным давлением 18 бар и степенью повышения давления в компрессоре 3,8. Работа включена в федеральную целевую программу «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

Выбор основных параметров для профилирования проточной части турбокомпрессора

Основные размеры проточной части компрессора и турбины для профилирования выбираются по результатам газодинамических расчетов с учетом экспериментальных данных. При наружном диаметре рабочего колеса компрессора 260 мм коэффициент напора компрессора, определяющий окружную скорость колеса для получения требуемой степени повышения давления, заложен равным 1,22 для $\beta_{2л} = 65–70°$. Для коэффициента расхода на входе в колесо принято значение $C_m = 0{,}30$, которое соответствует оптимальному относительному диаметру входа в колесо 0,65. Осевая протяженность полной лопатки равна 90 мм, что составляет 0,346 от наружного диаметра колеса и близко к оптимальному значению этого параметра.

Проточная часть турбины проектировалась с учетом использования хорошо зарекомендовавшей себя лопатки, находящейся в серийном производстве. За основу была принята проточная часть с диаметром ступицы рабочего колеса 168 мм, наружным диаметром 238 мм и числом лопаток 34. На основании газодинамических расчетов при степени реакции 0,40 и значении угла потока на выходе из соплового аппарата 16° был определен угол установки лопатки для получения требуемой площади на выходе.

Применение реактивного колеса компрессора связано со снижением коэффициента напора компрессора, поэтому получение той же степени повышения давления требует либо увеличения диаметра колеса компрессора при той же частоте вращения, либо увеличения частоты вращения. При этом для сохранения режима работы турбины

по коэффициенту напора, необходимо, чтобы ее диаметр был меньше диаметра колеса компрессора. Выбранное значение наружного диаметра колеса позволяет обеспечить работу турбины на расчетном режиме с коэффициентом напора 2,3–2,4.

Методика профилирования лопаток реактивного колеса компрессора

Методика профилирования лопаток реактивного колеса основана на описании профильных поверхностей спинки и корытца лопатки прямыми образующими, расположенными под углом ψ к оси колеса. При этом во входной части рабочего колеса (РК) образующая перпендикулярна оси колеса, а в выходной — параллельна оси (рис.1). Закон изменения угла ψ от осевой координаты $h_п$ подбирается при профилировании и описывается кубическим полиномом Эрмита с учетом заданных граничных условий.

Лопатка профилируется от базовой срединной поверхности, которая описывается образующей, скользящей по некоторой кривой вдоль оси колеса с плавным отклонением образующей от радиального направления и плавным изменением углов этой кривой в цилиндрических сечениях. Выходная часть базовой поверхности формируется в сечениях, перпендикулярных оси колеса, входная — в цилиндрических сечениях.

Реактивность лопатки определяется отклонением ее образующей от радиуса в сечении, перпендикулярном оси колеса. Для безотрывного течения в выходной части РК желательно плавное изменение радиуса кривизны лопатки по контуру диска от значения, близкого к бесконечности $R_{РК}$ на каком-либо радиусе R_{df} колеса до задаваемого конечного значения R_{KD} на выходе из РК на диаметре D_2.

Для удобства расчетов используются параметры кривизны — величины, обратные радиусу. Кроме радиусов кривизны задают угол отклонения образующей срединной поверхности лопатки у диска $δ_М$ на выходе из колеса. Кривизна плавно меняется от заданного значения на выходе из РК ($K_D = 1/R_{KD}$) до значения на радиусе R_{df} диска (КР $= 1/R_{КР} = 0$). Зависимость кривизны от радиуса описывается с помощью кубического полинома Эрмита.

Изменение угла отклонения от радиуса dδ определяется изменением кривизны K (рис. 2):

$$d\delta = K \cdot dS, \qquad (1)$$

где $dS = (R - R')/\cos(\delta)$, R и R' — радиусы двух соседних сечений РК.

Текущее значение угла отклонения от радиуса на контуре диска

$$\delta = \delta - d\delta \qquad (2)$$

и угла профиля лопатки

$$\varphi' = \varphi + d\varphi, \qquad (3)$$

где $d\varphi = S_К/R'$, $S_К = (R - R')\mathrm{tg}(\delta)$.

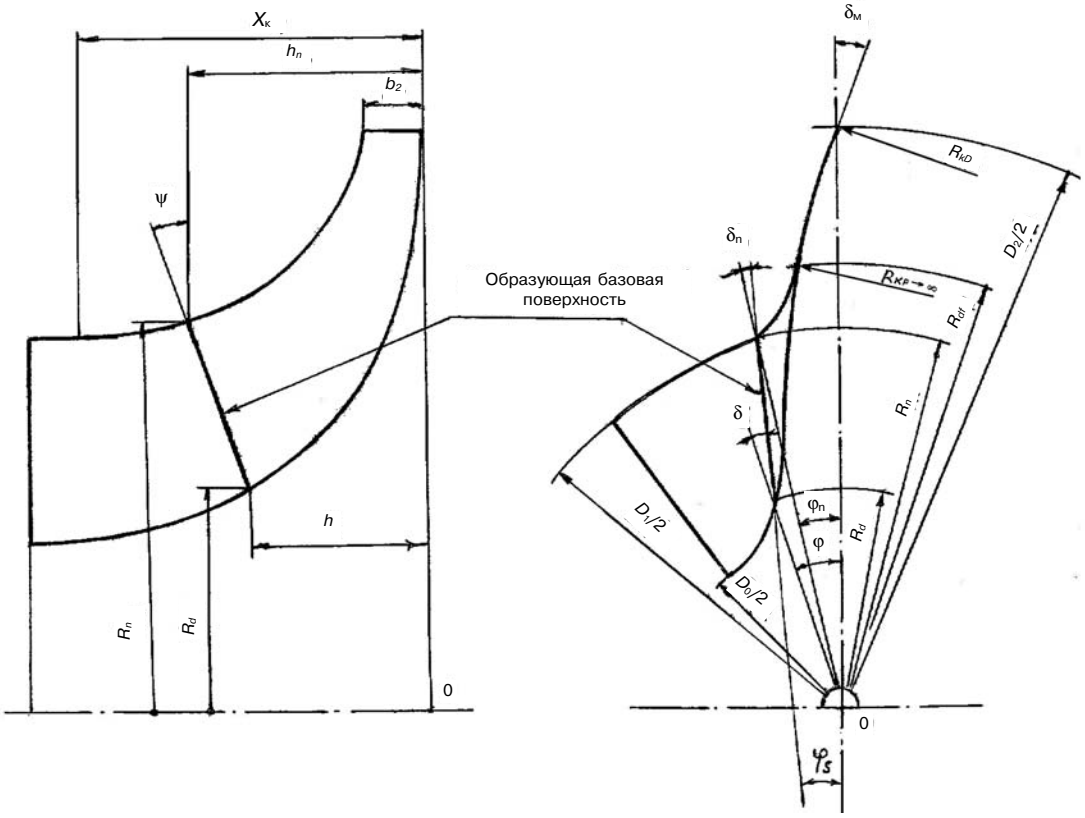


Рис. 1. Базовая поверхность полной лопатки реактивного колеса центробежного компрессора

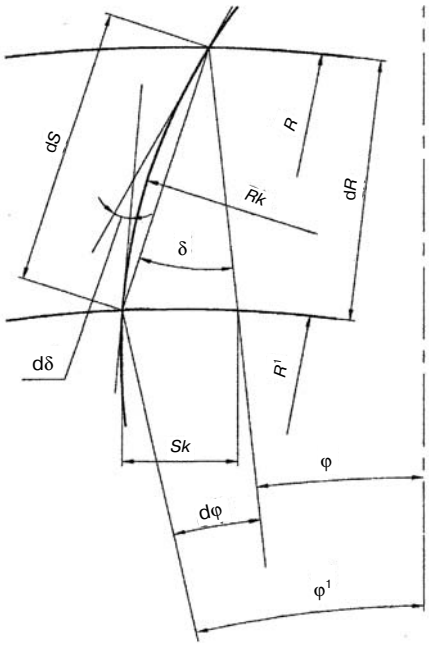


Рис. 2. Схема формирования выходной части лопатки

Между углом отклонения образующей базовой поверхности у диска δ и у проточки $\delta_п$ имеется однозначное соответствие

$$\delta_п = \arcsin(R_d \cdot \sin(\delta) / R_п) \qquad (4)$$

и

$$\varphi_п = \varphi + \delta_п - \delta. \qquad (5)$$

При известных значениях углов $\varphi_п$, φ и радиусов, можно определить координаты базовой поверхности на проточке и диске.

Кроме указанных выше параметров рассчитываются: угол профиля лопатки в цилиндрическом сечении на наружной проточке β, у диска β_d и угол отклонения образующей профиля от вертикали φ_s.

При достижении фиксированного радиуса колеса R_{df} дальнейшее профилирование выполняется скольжением образующей базовой поверхности по кривой зависимости угла β от осевой координаты h в цилиндрических сечениях. Кривая рассчитывается с использованием полинома Эрмита и удовлетворяет граничным условиям на входе в колесо и в точке фиксированного радиуса R_{df}.

Угол отклонения образующей базовой поверхности лопатки от радиуса (ее реактивность) интерполируется на контуре диска полиномом Эрмита от значения δ_{df} при фиксированном h_{nf} (R_{df}) до нуля при $h = x_d$ с заданием углов касательных на концах. Варьирование значениями указанных величин, а также параметром x_d, меняет профилировку лопатки. При этом x_d может быть больше осевой протяженности колеса. В этом случае входная кромка лопатки будет отклонена от радиуса.

Для укороченной лопатки выполняются аналогичные расчеты с заданием соответствующих граничных условий на входной кромке лопатки и сохранением аналогичных варианту расчета полной лопатки условий для фиксированного радиуса R_{df}.

Для формирования корытца и спинки лопатки задаются толщины лопаток по контуру наружной проточки и по диску. Отсчет толщин ведется от базовой срединной поверхности в плоскости, перпендикулярной оси колеса. Толщина лопаток задается на ее концах и в средней части. Промежуточные значения толщин интерполируются полиномом Эрмита, удовлетворяющим заданным в тех же сечениях значениям углов касательных.

Для обеспечения плавного обтекания начального участка лопатки входным потоком воздуха необходимо скругление входных кромок. Для выполнения этой операции в программе предусмотрена численная процедура построения кромок. Алгоритм расчета основан на применении метода Ньютона для итерационного нахождения параметров эллипса (в частном случае — окружности), вписанного в профиль толщины лопатки, образованный спинкой и корытцем, на диске и проточке, на входе в РК.

Проектирование реактивного колеса центробежного компрессора проводилось с использованием компьютерной программы, созданной в среде MS Fortran PS. Ввод и хранение исходных данных, а также управление процессом расчета и просмотра результатов осуществляется с использованием базы данных пакета MS Access. Выводимая графическая информация позволяет качественно оценить профилировку колеса. Так, по цилиндрической развертке на диаметре входа определяется пропускная способность колеса, характеризующаяся углом установки лопатки на входе или отношением диаметра окружности, вписанной в межлопаточный канал между полными лопатками на входе, к шагу между ними (рис. 3).



Рис. 3. Развертка цилиндрического сечения межлопаточного канала, образованного двумя полными и укороченной лопатками

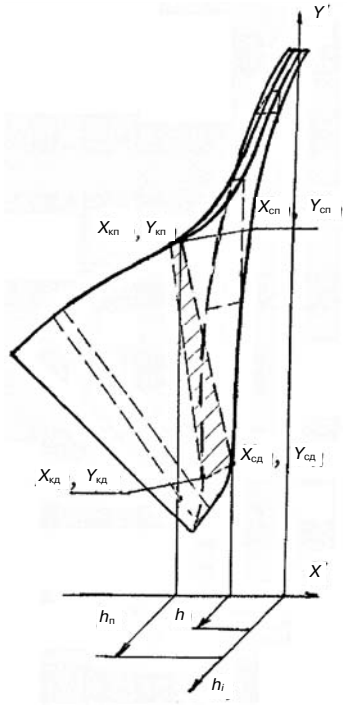


Рис. 4. Лопатка реактивного колеса

Укороченная лопатка выполняется аналогично полной только в выходной части. Ее входная часть имеет собственную профилировку, обеспечивающую равенство площадей проходных сечений на входе в сдвоенные каналы. Для контроля равенства этих площадей используются цилиндрические сечения на диаметре входа и вблизи диаметра ступицы с выводом на графике соответствующих размеров сечений (см. рис. 3). Положение образующих лопаток определяется тремя координатами на контуре диска и наружной проточки: для корытца — $X_{кд}$, $Y_{кд}$, h (диск), $X_{кп}$, $Y_{кп}$, $h_п$ (проточка) и для спинки — $X_{сд}$, $Y_{сд}$, h (диск), $X_{сп}$, $Y_{сп}$, $h_п$ (проточка), показанными на рис. 4.

После выполнения профилирования проводится трехмерный (3D) конечно-элементный анализ статической прочности, а также частот и форм свободных колебаний лопаток колеса. По результатам анализа с учетом характера спектра возмущающих сил вносятся изменения в конструкцию для обеспечения требуемых запасов прочности и желательного распределения собственных частот лопаток. Общий вид спроектированного колеса компрессора на степень повышения давления до 3,8 приведен на рис. 5.

Анализ статической прочности колеса компрессора

Оптимизационные расчеты проводились с использованием модели циклического сегмента (ЦС) — 1/9 части диска с длинной и укороченной лопатками. Частота вращения колеса n = = 34 600 об/мин, материал колеса — сплав типа АК. В процессе оптимизации варьировались значения толщин лопаток и радиусов галтелей. В результате достигнуто выравнивание уровня напряжений по материалу колеса и снижение максимумов напряжений в диске и лопатках примерно на 20 % по сравнению с исходным вариантом профилировки. Поскольку отличие расчетных значений напряжений для моделей ЦС и полного колеса не превышало 2−3 %, а для корректного частотного анализа необходимо применение полной модели, все дальнейшее изложение ведется применительно к последней.

Расчетная схема удовлетворяла условиям свободной посадки колеса на вал и нагрузки ступичной части диска осевым усилием от затяжки компрессорной гайки. Конечно-элементная сетка (КЭ) модели, созданная на базе квадратичных конечных элементов, с общим числом узлов примерно 176 000 показана на рис. 6.

Рис. 7 иллюстрирует деформацию лопаток и распределение главных наибольших напряжений σ_1 в материале колеса. Центробежная нагрузка вызывает тангенциальный изгиб лопаток и характерный для радиальных колес осевой прогиб периферийной части диска между лопатками, выполняющими роль ребер жесткости. Области максимальных значений σ_1 наблюдаются в средней части галтелей длинных лопаток со стороны спинки. Полученный результат объясняется не-



Рис. 5. Общий вид колеса компрессора

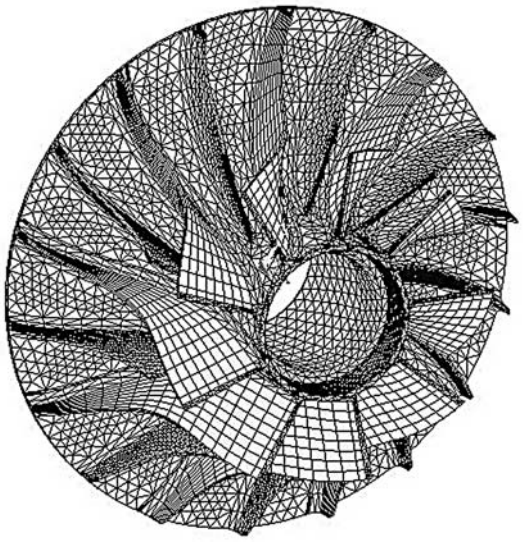


Рис. 6. КЭ модель колеса компрессора

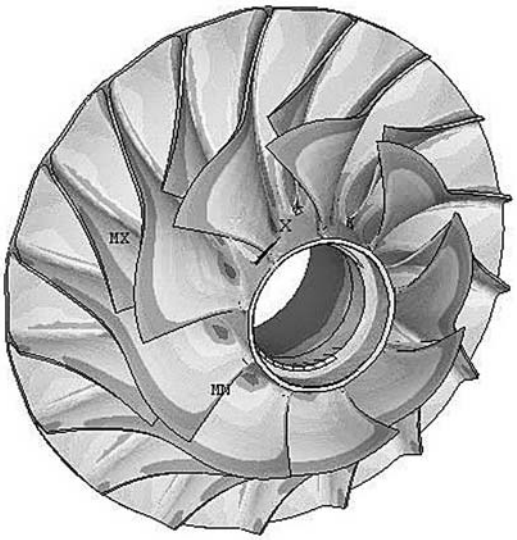


Рис. 7. Деформация и главные напряжения σ_1 в материале реактивного колеса компрессора

радиальностью образующих, соединяющих контуры спинки и корытца на проточке и диске, и связан с пространственной профилировкой поверхностей лопатки реактивного колеса. В разработанной конструкции зоны главных наибольших напряжений практически совпадают с радиальными изгибными напряжениями σ_r.

Следующая по уровню интенсивности и главных наибольших напряжений — область материала на поверхности расточки колеса с тыльной стороны ступицы (здесь σ_1 близки к растягивающим тангенциальным напряжениям σ_t). Высокие напряжения наблюдаются также в зоне сопряжения тыльной стороны диска с балансировочным буртом и в периферийном уплотнительном гребне. Отметим, что отношение наибольших главных напряжений и интенсивности напряжений σ_i для всех перечисленных областей близко к единице, что свидетельствует о малой вероятности хрупкого разрушения материала колеса в местах концентраторов напряжений.

В целом полученные расчетные значения напряжений и запасов статической прочности позволили рекомендовать спроектированное реактивное колесо для работы на степени повышения давления до 3,8.

Частотная диаграмма колеса компрессора

Наиболее сильным источником вибрационных возмущений колеса компрессора является лопаточный диффузор (ЛД). Выбор оптимального числа лопаток диффузора позволяет отстроить частоты его возмущающих гармоник от собственных частот колебаний лопаток и диска и тем самым минимизировать уровень ожидаемых динамических напряжений в материале колеса. Такой выбор осуществлялся с использованием частотной диаграммы, построенной по результатам модального анализа [3] полного колеса с учетом ЦБС (рис. 8).

На диаграмме нанесены кривые частот свободных колебаний колеса и лучевые линии, соответствующие гармоникам ЛД с кратностями от 9 до 21. Отметим, что в случае изготовления колеса фрезерованием — технологическое отличие частот отдельных лопаток предполагается малым, поэтому на диаграмме представлены линии, а не полосы допускаемых отклонений частот лопаток.

Пересечения кривых частот собственных колебаний колеса с линиями возмущающих гармоник дают критические частоты вращения, от которых желательно отстроиться при степенях повышения давления $\pi_к > 2{,}0–2{,}2$ ($n > 23\,000–25\,000$ об/мин).

Спектр колебаний полного колеса содержит 24 собственные частоты и формы, среди которых имеются парциальные лопаточные, дисковые и связанные лопаточно-дисковые формы колебаний. Структура спектра позволяет разбить его на пять групп (см. рис. 8), цифрами в левой части диаграммы указаны значения крайних частот групп. Справа от поля диаграммы приведены

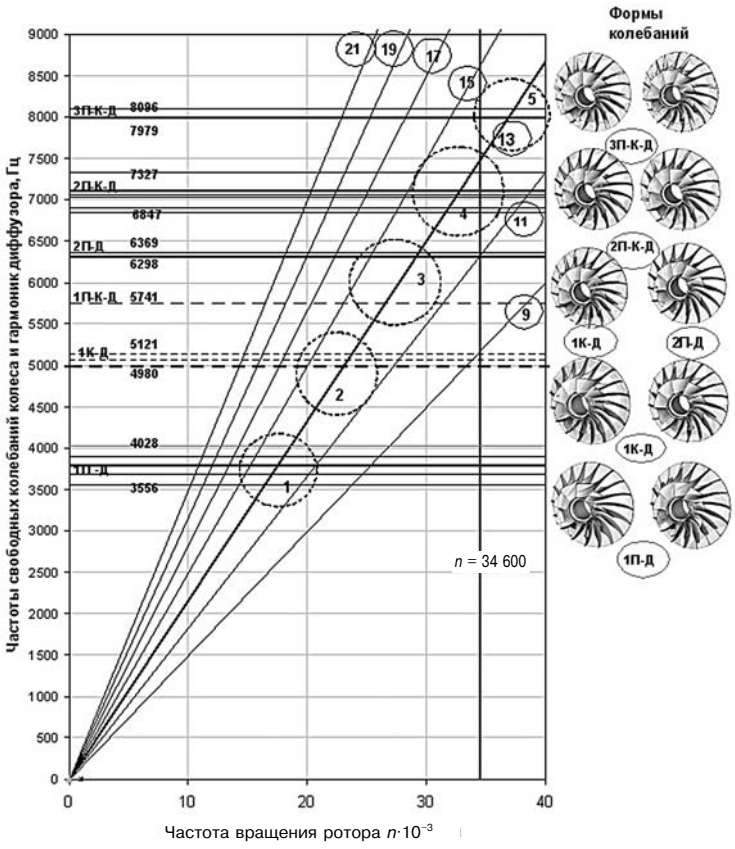


Рис. 8. Частотная диаграмма реактивного колеса компрессора

изображения характерных для группы собственных форм. Буквенно-цифровые обозначения идентифицируют формы по порядку следования и преимущественному возбуждению того или иного элемента колеса: 1, 2, 3 — номер формы (число узловых областей), П- полная лопатка, К- укороченная лопатка, Д- диск.

Как следует из диаграммы, спектр собственных частот колеса практически перекрывает область возмущающих гармоник диффузора с числом лопаток от 9 до 21 шт., что затрудняет возможность полной отстройки от возмущающих гармоник ЛД. Оптимальным числом лопаток диффузора следует признать число 13, обеспечивающее наилучшую отстройку резонансов при номинальной частоте вращения колеса 34 600 об/мин и приемлемую работу на частичных режимах с пониженными $\pi_к$.

Области, подлежащие оценке с точки зрения опасности возбуждения колебаний колеса гармониками ЛД с 13 лопатками, обведены на рис. 8 пунктирными окружностями 1, 2, ..., 5.

Первая (3556–4028 Гц) и пятая (7693–8096 Гц) частотные группы располагаются вне интересующего нас интервала частот и режимов работы колеса. Первая — в области низких частот вращения (и, соответственно, $\pi_к$), пятая — заведомо выше и поэтому не представляют опасности вибрационного разрушения.

Резонансы второй и третьей групп (частоты 4980–6369 Гц) лежат в диапазоне частичных режимов работы ТК с пониженными скоростями вращения $n < 28\,000$ об/мин. Наиболее потенциально опасна четвертая группа собственных частот (6847–7327 Гц) вблизи $n = 34\,600$ об/мин (577 Гц), $\pi_к = 3{,}8$.

Подробный анализ форм колебаний колеса 2-й и 3-й групп показал, что связанные лопаточно-дисковые формы имеют 2–4 узловых диаметра по диску, при этом максимумы амплитуд первой и второй изгибных форм колебаний лопаток локализованы в их входной части.

Для 4-й группы наблюдается аналогичная картина. Близкие к парциальным, 2-е изгибные формы колебаний лопаток (6847–6902 Гц) имеют наибольшие амплитуды на входной кромке и различные фазы для отдельных лопаток колеса. Формы колебаний в интервале 7012–7073 Гц носят преимущественно осевой характер и связаны с колебаниями диска.

Ближайшая к номинальному режиму работы ($n = 577$ Гц) форма колебаний относится к типу 2-П-К-Д и имеет частоту 7327 Гц (соответствующая резонирующая гармоника 13-й кратности $n_{13} = 7497$ Гц, отстройка 170 Гц). Данная форма колебаний относится к связанной лопаточно-дисковой с максимальной амплитудой в верхней входной части длинной лопатки и относительно малыми амплитудами укороченной лопатки. Число узловых диаметров диска для данной формы равно шести.

В целом лопаточные формы колеса компрессора с частотами до 7900 Гц локализованы во входной части лопаток, где возмущения, вызываемые ЛД, установленном на выходе из колеса, относительно невелики. Возбуждение колебаний при близкой к номинальной частоте вращения связанных лопаточно-дисковых форм с 5-ю и 6-ю узловыми диаметрами на диске при числе лопаток диффузора 13 и соотношении чисел лопаток колеса и диффузора 18/13 может быть оценено как маловероятное.

Таким образом, проведенный модальный анализ подтвердил обоснованность выбора в качестве оптимального варианта диффузора с 13-ю лопатками.

Статическая и динамическая прочность колеса турбины

Основной задачей при проектировании колеса турбины была оптимизация конструкции пакетного бандажа литого колеса по газодинамическим и прочностным критериям. Поскольку моделирование трехмерного течения газа в турбине трудоемко, а основные газодинамические требования к покрывающему колесо бандажу достаточно очевидны, прочностной оптимизации предшествовала конструкторская проработка 3D модели бандажа. Проведенное исследование показало, что обеспечение плавного безударного входа потока на периферии колеса возможно при использовании для сопряжения полки и лопаток галтелей переменного радиуса — минимального на входной кромке лопаток и максимального в средней части спинки и корытца. При этом удается минимизировать и осевое свисание бандажной полки, существенно снизив напряжения в полке и в верхних галтелях лопаток.

Следующим необходимым шагом для повышения прочности материала пакетного бандажа, как показал численный анализ, является частичное удаление консолей полок между пакетами лопаток. При относительно небольшом влиянии открытия стыков между пакетами (6 стыков на 34 канала) на КПД турбины имеет место 40–50 %-ное снижение напряжений в материале крайних частей бандажа. Один из расчетных вариантов технологически простого межпакетного разреза был принят в качестве окончательного.

Переходя к описанию методики и результатов проектирования турбины, отметим имеющее место для пакетного бандажа, отличие напряженного состояния материала лопаток и полки внутри и на стыках пакетов. Это предполагает, вообще говоря, проведение оптимизации на модели полного колеса. В силу большой численной

размерности задачи на стадии вариантных расчетов целесообразно использовать модель двойного сегмента для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) крайних лопаток и консолей бандажа смежных пакетов. Для внутренних лопаток и участков бандажа при достаточно большом числе лопаток в пакетах допустима стандартная модель циклического сегмента колеса с одной лопаткой. Уточнение решения для полного колеса с несколькими пакетами и различным числом лопаток в пакетах проводится на заключительной стадии моделирования.

НДС окончательного варианта рассчитывается с учетом теплообмена вращающегося колеса с потоком горячих газов, т. е. на основании решения задач теплопроводности и термоупругости [4].

Твердотельные модели оптимизированного колеса турбины с 6-ю пакетами лопаток и рекомендованной конфигурацией межпакетных разрезов, а также единичного (1/34 часть колеса) и двойного сегментов показаны на рис. 9. Положение сегментов на колесе выделено темными тонами.

Расчетная схема предусматривала учет влияния левого и правого полувалов ротора (на рисунках не показаны) на НДС колеса. Граничные условия закрепления конструкции как твердого тела ставились на свободном конце входного полувала.

КЭ сетка модели полного колеса содержала около 295 000 узлов (рис. 10). Густота сеток в оптимизационных расчетах на моделях сегментов была примерно в 5–6 раз выше.

Рис. 11 иллюстрирует деформацию колеса и распределение σ_1 от ЦБС. Перемещения даны в увеличенном масштабе; в левой части рисунка показан фрагмент верхней части лопатки и бандажной полки (ракурс — со стороны входа в колесо). Как видно из рис. 11, галтели входных частей лопаток испытывают моментную нагрузку, вызываемую прогибами полки между лопатками. Перо лопатки растянуто под действием собственных ЦБС и центробежных сил полки. Максимальные значения растягивающих напряжений σ_1 имеют место в материале галтелей со стороны спинки. Здесь наибольшие физические напряжения — тангенциальные σ_t, составляющие примерно 80 % от уровня σ_1.

Главные сжимающие напряжения наблюдаются в средних частях межлопаточных пролетов в материале входного уплотнительного гребня бандажа. На рис. 11 местам экстремальных значений напряжений в материале колеса и его фрагмента соответствует более темная окраска.

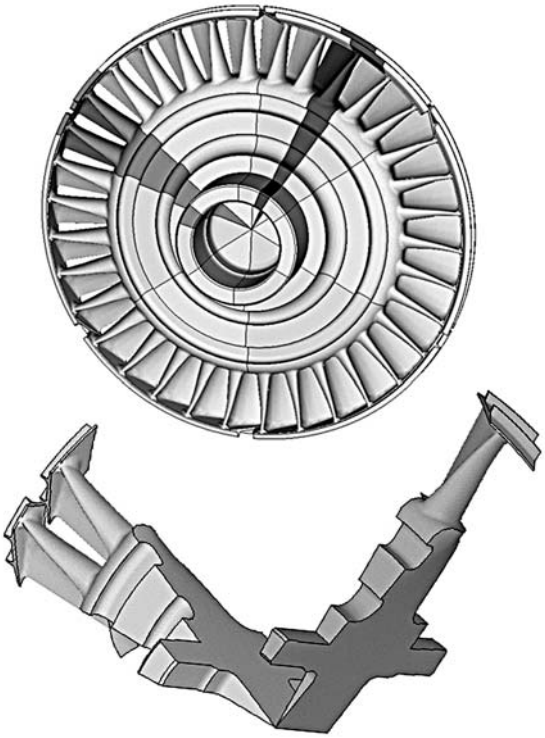


Рис.9. Модели полного колеса, единичного и двойного циклических сегментов турбины

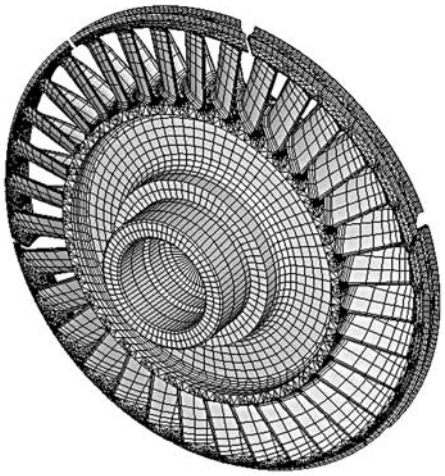


Рис. 10. КЭ модель колеса турбины

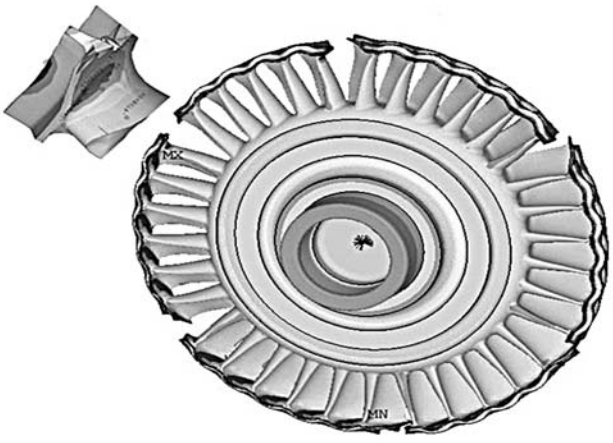


Рис.11. Деформация и главные напряжения σ_1 в материале колеса на входе в турбину

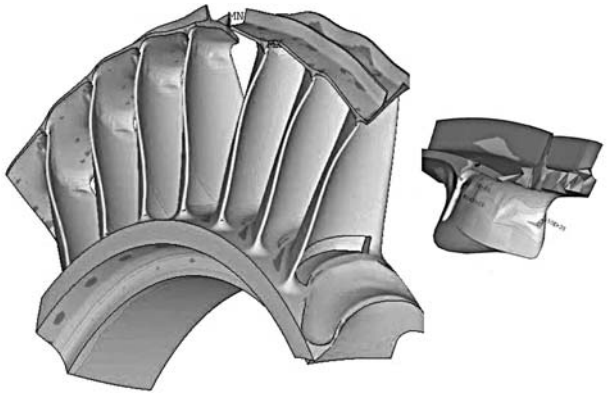


Рис. 12. Деформация и радиальные напряжения σ_r в материале лопаток и бандажа смежных пакетов на выходе из колеса

Качественно иной характер деформаций имеет место для участка бандажа со стороны выхода из колеса, НДС которого представлено на рис. 12. На рисунке показаны фрагменты соседних пакетов лопаток с ободом диска и верхняя часть лопатки с фрагментом полки. Полка в данном месте конструкции ведет себя как жесткая, ее центробежные силы растягивают и скручивают выходные кромки лопаток. Главными для податливой на изгиб и растяжение тонкой выходной кромки лопатки становятся радиальные напряжения σ_r (95 % от уровня σ_1). Наибольшие значения напряжений возникают уже не в самой галтели, а в материале верхней части пера лопатки.

В целом использование верхних галтелей переменного радиуса, уменьшение осевой консольности полки и удаление частей консолей полок между пакетами выравнивают и снижают максимальные напряжения в концентраторах бандажа и лопаток на 30% по сравнению с исходным вариантом. Полученные расчетные коэффициенты запаса длительной прочности колеса турбины из жаропрочного никелевого сплава имеют допустимые значения. Отметим, что в качестве исходного был взят предоставленный заказчиком, вариант бандажа турбины ТК близкого типоразмера, достаточно хорошо проработанный.

Анализ частот и форм свободных колебаний конструкции проводился с использованием моделей двойного сегмента и полного колеса турбины с учетом инерционных сил, n = 34 600 об/мин. Как показало моделирование, различное число лопаток в пакетах, связанность колебаний лопаток, пакетов и диска приводят к сложной структуре частотного спектра колеса. Собственные частоты образуют группы с подобными по конфигурации и отличающимися по фазе формами колебаний отдельных пакетов и лопаток колеса.

Для рассматриваемой конструкции турбины частоты трех первых форм колебаний лопаток и диска лежат в интервале 4000−6500 Гц .

При общем трехмерном характере колебания по первой изгибной форме (рис. 13, *а*) происходят в плоскости наименьшей жесткости лопаток, преимущественно в тангенциальном направлении. Две половины колеса колеблются в противофазе.

Для второй формы (изгибно-крутильной) тангенциальная и осевая составляющие вектора колебаний примерно равны (рис. 13, *б*). Колебания пакетов и лопаток колеса синфазны.

Третьей по порядку идет, показанная на рис. 13, *в* 2-я изгибная парциальная лопаточная форма колеса. Направление перемещений при колебаниях по данной форме — тангенциальное. Фазы лопаток совпадают.

Как известно из практики, наиболее опасными с точки зрения вибрации являются рассмотренные выше 1-я и 2-я изгибные формы колебаний лопаток. Возбуждение данных форм колебаний импульсами отработавших газов из цилиндров двигателя зависит от степени повышения давления, системы наддува двигателя, числа цилиндров и вводов в турбину. Первая возмущающая гармоника соплового аппарата с числом лопаток 24 лежит в нашем случае в области высоких частот.

В заключение отметим, что для расчета динамических напряжений и определения запасов прочности колеса по критерию циклической прочности σ_{-1} необходимы поля амплитуд и фаз пульсаций полного давления в каналах. Соответствующие исследования, включающие моделирование течения в турбинной ступени, проводятся в настоящее время

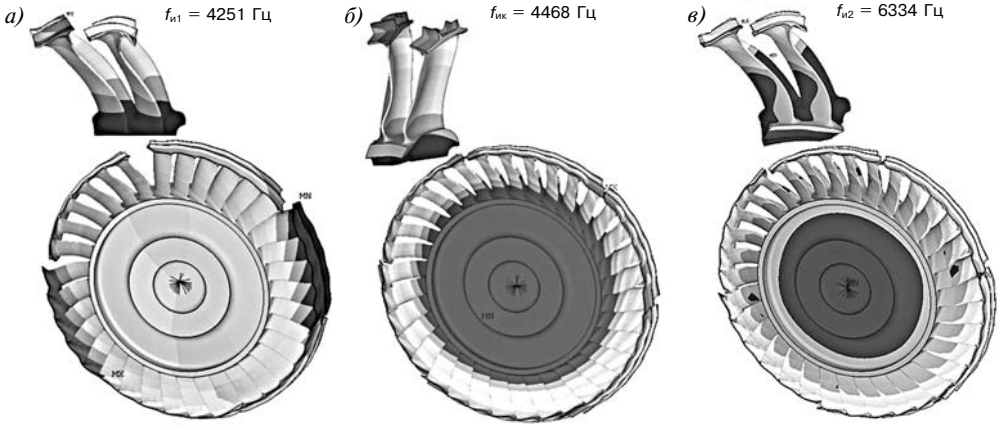


Рис. 13. Низшие лопаточные формы колебаний колеса турбины

специалистами ОАО «Пензадизельмаш» с использованием пакета FlowVision. Результаты представленного модального анализа турбины позволяют качественно оценить опасность возбуждения той или иной собственной формы колеса и дают диапазоны частот, в которых должна быть рассчитана вынужденная вибрация колеса.

Заключение

1. Спроектирована проточная часть компрессора с реактивным колесом, оптимизированным по прочностным и вибрационным характеристикам.

2. Предложен и подтвержден результатами численного моделирования теплового и напряженного состояния наиболее целесообразный вариант пакетного бандажа колеса турбины.

3. Рекомендуемая конструкция рабочих колес турбокомпрессора соответствует требованиям газодинамической эффективности, обеспечивает приемлемые запасы прочности и может быть использована для турбокомпрессора со степенью повышения давления до 3,8.

Литература

1. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Коженков А.А.* Проектирование компрессорной ступени высокого давления для ГТУ // Двигателестроение. — 2007. — № 1. — С. 26–29.

2. Neuenschwander, M.Thiele, M. Seiler, ABB Turbo Systems Ltd, Switzerland "New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes", Paper № 128, CIMAC Congress 2010, Bergen

3. *Бендат Дж., Пирсол А.* Применение корреляционного и спектрального анализа / Пер. с англ. под. ред. И.Н. Коваленко. — М. : Мир, 1983, 312 с.

4. *Локай В.И., Бодунов М.И., Жуйков В.В., Щукин А.В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. — М. : Машиностроение, 1985, 216 с.

ПАМЯТИ В.А. ПОТАНИНА

**На 76 году жизни 31 декабря 2012 г.
скоропостижно скончался
заместитель главного конструктора
ОАО «Пензадизельмаш»**

Вячеслав Алексеевич Потанин



В.А. Потанин начал свою трудовую деятельность на Пензенском дизельном заводе в 1959 г. после окончания Брянского института транспортного машиностроения по специальности «Турбиностроение».

С 1962 г. (год организации специального конструкторского бюро турбокомпрессоростроения — СКБТ) В.А. Потанин работал практически на всех инженерных и руководящих должностях — от инженера-конструктора до генерального директора и главного конструктора СКБТ. До последних дней В.А. Потанин продолжал производственную деятельность в должности заместителя главного конструктора по турбокомпрессоростроению ОАО «Пензадизельмаш».

В современной России В.А. Потанин был одним из наиболее квалифицированных специалистов по турбокомпрессорам и системам наддува дизелей. При его непосредственном участии разработаны и поставлены на серийное производство более 40 модификаций турбокомпрессоров одиннадцати типоразмеров для дизелей различного назначения в ОАО «Пензадизельмаш» и ОАО СКБТ. Общее количество выпущенных турбокомпрессоров этой серии превышает 150 тысяч штук. Под руководством В.А. Потанина в содружестве с ведущими отечественными предприятиями и научно-исследовательскими институтами теоретически и экспериментально были исследованы наиболее распространенные схемы и системы наддува.

В последние годы под руководством В.А. Потанина и его непосредственном участии на производственной базе ОАО «Пензадизельмаш» была создана унифицированная серия турбокомпрессоров типа ТК32, параметры которых по показателям эффективности не уступают зарубежным аналогам ведущих мировых производителей, а по показателям надежности даже превосходят их. Реализация этого проекта позволила ОАО «Пензадизельмаш» в полной мере удовлетворить потребности ОАО «Коломенский завод» в турбокомпрессорах для серийных тепловозных модификаций дизелей.

В.А. Потанин — автор многих изобретений и научных работ в области дизелестроения. За добросовестный труд награжден несколькими правительственными наградами.

Коллектив ОАО «Пензадизельмаш», редакция журнала «Двигателестроение», коллеги и друзья приносят искренние соболезнования родным и близким В.А. Потанина.

УДК 621.43

КОНЦЕПЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.А. Лашко, д.т.н., проф.
Тихоокеанский государственный университет
А.В. Пассар, к.т.н.
Вычислительный центр Дальневосточного отделения Российской академии наук

Предложены концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя, которые отрабатывались более чем 10 лет. Разработанные концепции показали практическую значимость как в эксплуатации дизельных агрегатов, так и при проектировании турбин турбокомпрессоров комбинированных двигателей.

В настоящее время при проектировании проточной части осевой турбины, работающей в условиях стационарного потока, хорошо отработаны методы расчета лопаток на среднем радиусе [1–5], а также пространственные методы [6–10]. Необходимо отметить, что условия работы турбины в составе импульсной системы газотурбинного наддува комбинированного двигателя имеют специфические особенности. Одна из главных особенностей — нестационарный импульсный поток отработавших газов со стороны поршневой части. Давление и температура в импульсном потоке изменяются в широком диапазоне. Методы для расчета и проектирования турбины в таких условиях до настоящего времени не созданы, поэтому при профилировании межлопаточных каналов соплового аппарата и рабочего колеса турбины используют эмпирические методы.

Для эффективного использования располагаемой энергии газового потока перед турбиной требуются определенные геометрические параметры проточной части, а поскольку мгновенные значения энергии импульса значительно изменяются за время такта выпуска, «напрашивается» переменная геометрия проточной части. Так появились поворотные лопатки соплового аппарата. Однако время формирования импульса давлений в комбинированных двигателях составляет сотые доли секунды, поэтому такой подход применим только для настройки проточной части на переходных режимах работы двигателя. Для настройки турбины в пределах цикла работы двигателя необходимо искать какой-то компромисс.

Как правило, турбокомпрессор поставляется заводу изготовителю дизельной продукции в готовом виде, с определенным запасом производительности. И инженеры конструкторских бюро, пытаясь подстроить проточную часть турбины под проточную часть поршневой машины, применяют сопловой аппарат с меньшим проходным сечением. В качестве примера такого подхода можно привести результаты работ [11, 12]. В работе [13] авторы, пытаясь настроить турбину, заглушили часть каналов соплового аппарата. Недостатки такого подхода будут показаны ниже.

Впервые концепции проектирования проточных частей турбины турбокомпрессора, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированных двигателей, были предложены в работе [18]. Концентрации разработаны на основании обширного экспериментального материала, представленного в монографии профессора А.Э. Симсона [14]. В дальнейшем справедливость предложенных концепций была подтверждена в ряде выполненных работ [15, 16]. В результате их применения были внесены существенные инженерные решения в проточную часть центростремительных турбин серии турбокомпрессоров ТКР-14.

С внедрением более совершенных методов расчета пространственных нестационарных потоков в проточных частях турбин комбинированных двигателей данные концепции могут послужить основой теоретического фундамента проектирования поршневых двигателей с газотурбинным наддувом.

Ниже представлены уже достаточно отработанные концепции, но требующие безусловно их совершенствования.

Влияние соплового аппарата. На основании значительного числа экспериментальных исследований, приведенных в работе [14], можно предложить следующее объяснение влияния проходного сечения соплового аппарата турбины на параметры рабочего процесса комбинированного

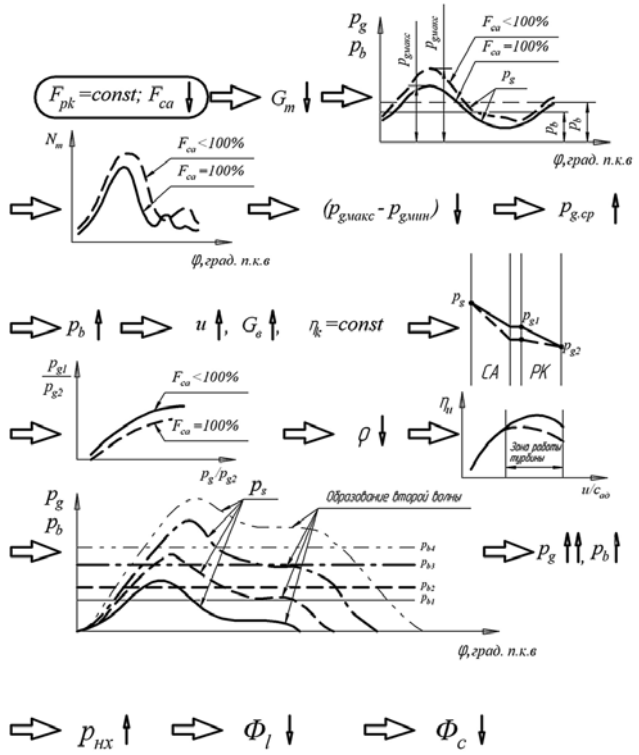


Рис. 1. Влияние уменьшения сечения соплового аппарата на параметры рабочего процесса комбинированного двигателя

двигателя (рис. 1). Анализ работы турбины в составе комбинированного двигателя показывает, что уменьшение сечений соплового аппарата F_{ca} приводит к уменьшению выхода газа из турбины $G_т\downarrow$. Это, очевидно, увеличивает давление в выпускном трубопроводе и приводит к увеличению располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину $H_{т.ад}$ (рис. 1), однако снижает эффективность импульсного наддува вследствие уменьшения относительной величины $(p_{g\,min} - p_{g\,max})/p_{g\,ср}$ и абсолютной величины $p_{g\,max} - p_{g\,min}$ амплитуды импульса давления. Уменьшение относительной величины амплитуды импульса давления обусловлено повышением всей кривой давления по отношению к атмосферной линии. Увеличение располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину (см. рис. 1) непосредственно сказывается на повышении давления наддува p_b, что также увеличивает окружную скорость турбины и расход воздуха через компрессор $G_в$. В процессе проведенных исследований адиабатический КПД компрессора $\eta_{ад.к}$ оставался постоянным при уменьшении сечения соплового аппарата турбины.

При уменьшении последнего происходит более значительное снижение перепада давления в сопловом аппарате, чем в рабочем колесе, и, как следствие, уменьшается степень реактивности ρ (см. рис. 1). Если рассматривать случай, когда параметры турбины не согласованы с проточной частью двигателя по сопловому аппарату, а ρ значительно превышает оптимальное значение, тогда есть возможность повысить величину КПД турбины $\eta_т$. Если степень реактивности близка к оптимальной, тогда уменьшение ρ приводит к снижению КПД на окружности колеса $\eta_и$ (см. рис. 1) и, как следствие, снижается КПД турбины $\eta_т$. Для того чтобы обеспечить постоянство КПД турбины $\eta_т$, необходимо профилирование рабочего колеса и соплового аппарата. Именно этот случай рассмотрим ниже.

Другой особенностью, связанной с уменьшением сечения соплового аппарата при постоянном сечении рабочего колеса, является видоизменение кривой давления в выпускном трубопроводе с образованием отраженной волны (см. рис. 1). Понижение давления после прохождения максимума ниже среднего значения за цикл является симптомом к образованию отраженной волны.

В результате интенсивность повышения давления в выпускном трубопроводе p_g на порядок

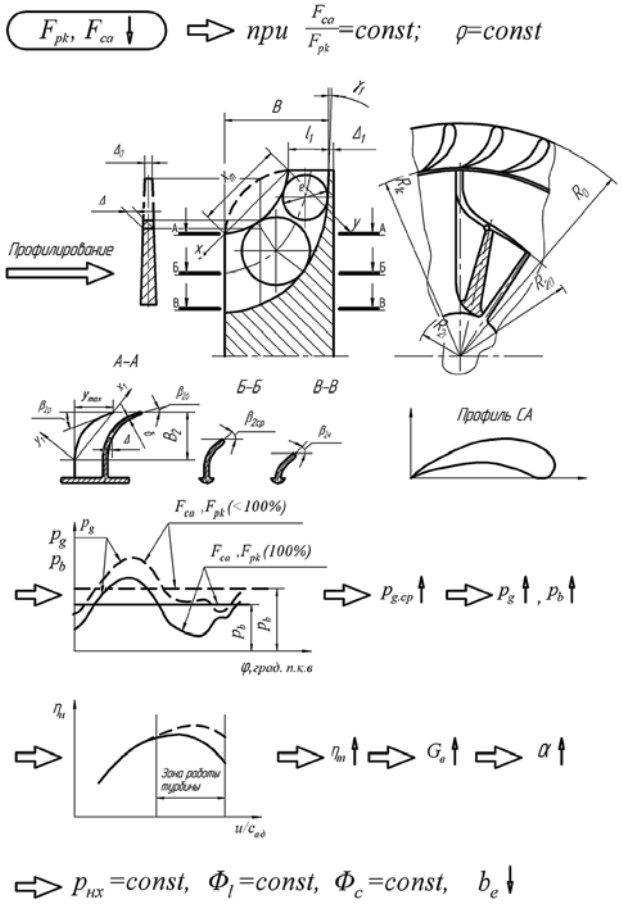


Рис. 2. Влияние уменьшения сечения соплового аппарата и рабочего колеса (с элементами профилирования) на параметры рабочего процесса комбинированного двигателя

превышает интенсивность повышения давления наддува p_b что вызывает ухудшение продувки Φ_l и наполнения цилиндров Φ_c и увеличение насосных потерь $p_{н.х}$ (см. рис. 1).

Таким образом, уменьшение сечений соплового аппарата при постоянном значении сечений лопаточного аппарата колеса турбины не всегда оправдано.

Влияние рабочего колеса. Другой подход по согласованию проточной части турбины и двигателя является более перспективным. Он связан с профилированием лопаток турбины и представлен на рис. 2. Уменьшение сечений соплового аппарата и рабочего колеса происходит одновременно. При этом обеспечивается сохранение отношения $F_{са}/F_{рк}$ и степени реактивности в оптимальном диапазоне. Это достигается за счет профилирования как соплового аппарата, так и лопаток (см. рис. 2).

При одновременном уменьшении сечений соплового и лопаточного аппаратов среднее давлений в выпускном трубопроводе увеличивается, и образуется тенденция к образованию отраженной волны (см. рис. 2). Это ведет к повышению среднего давления в выпускной системе $p_{g\,ср}$ и повышению располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину. В результате наблюдается увеличение расхода воздуха $G_в$ и коэффициента избытка воздуха α. Следует отметить, что степень повышения давлений в выпускном трубопроводе p_g и наддува p_b примерно одинакова, что приводит практически к неизменяемым параметрам: насосных потерь $p_{н.х}$; коэффициента продувки Φ_l; коэффициента наполнения Φ_c.

Таким образом, в результате профилирования и одновременного уменьшения сечений соплового и лопаточного аппаратов в зоне работы турбины повышается КПД на окружности колеса турбины $\eta_и$ (см. рис. 2), что способствует повышению КПД турбины $\eta_т$ и уменьшению удельного эффективного расхода топлива b_e.

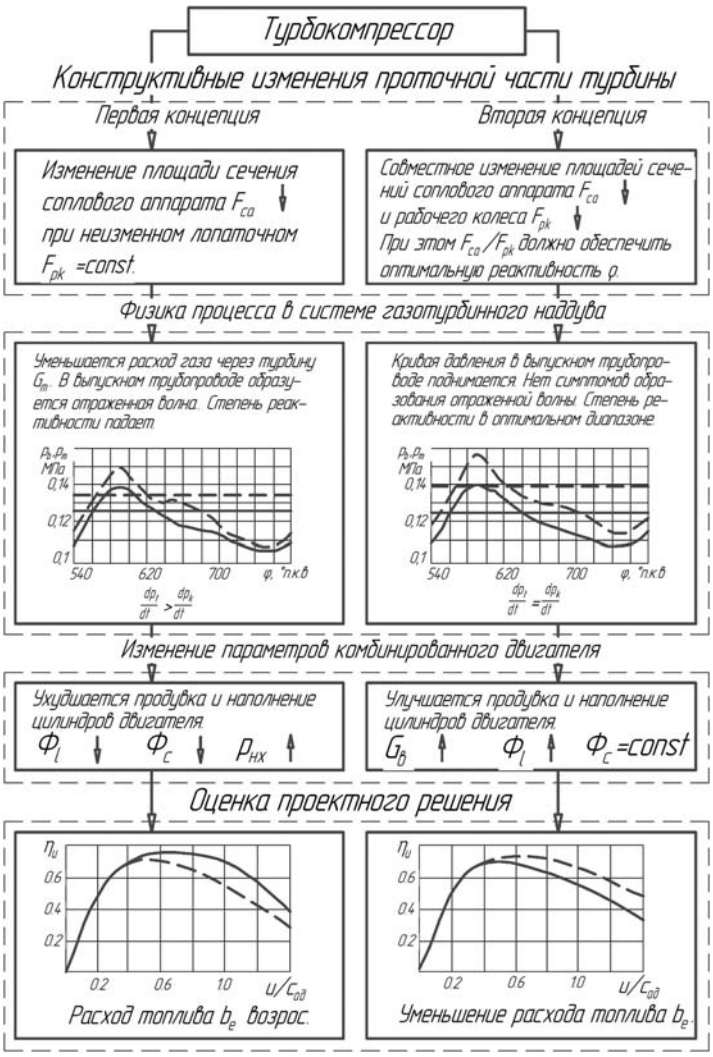


Рис. 3. Концепции сформированные на основании обобщений экспериментальных исследований профессора А.Э. Симсона

На основании вышеизложенного можно сформировать две концепции по взаимодействию нестационарного потока с проточной частью турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя. Эти концепции были наиболее подробно изложены и систематизированы в работе [18] и представлены на рис. 3.

Первая из двух концепций, как правило, используется в эксплуатации при настройке на двигателе готового турбокомпрессора [11–12]. В этом случае под имеющееся рабочее колесо турбины подбирается сопловой аппарат определенной геометрии таким образом, чтобы обеспечить оптимальное значение степени реактивности. Как правило, турбокомпрессор поставляется заводу-изготовителю дизельной продукции в готовом виде, с определенным запасом по производительности, с возможностью изменения сечения и формы соплового аппарата (регулируемый сопловой аппарат). В этом случае путем подбора определенной геометрии соплового аппарата удается несколько снизить удельный эффективный расход топлива b_e. Недостатком такого подхода является то, что остается неиспользованным резерв по повышению эффективности рабочего колеса.

Вторая концепция предусматривает одновременно совместное профилирование соплового аппарата и лопаток турбины, что, как правило, используется при проектировании новой турбины турбо-

компрессора. Необходимо признать, что второе направление, основанное на совместном профилировании элементов проточной части, является наиболее перспективным, так как удается:

➢ полностью согласовать проточные части двигателя и турбины;

➢ добиться максимальной эффективности по проточной части двигателя и турбины;

➢ обеспечить прохождение волны давления через колесо турбину без отражения, без образования второй волны.

Однако отработка технологии проектирования проточной части турбины остается проблематичной, поскольку выбор геометрии должен быть компромиссным, «подстроенным» под нестационарные воздействия со стороны двигателя.

Литература

1. *Митрохин В.Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В.Т. Митрохин. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.

2. *Розенберг Г.Ш.* Центростремительные турбины судовых установок / Г.Ш. Розенберг. — Л.: Судостроение, 1973. — 216 с.

3. *Степанов Г.Ю.* Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г.Ю. Степанов. — М. : Машгиз, 1958. — 350 с.

4. *Стечкин Б.С.* Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины / Б.С. Стечкин, П.К. Казанджан, Л.П. Алексеев и др. — М.: 1956. — 548 с.

5. *Шерстюк А.Н.* Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин. — М.: Машиностроение, 1976. — 208 с.

6. *Сироткин Я.А.* Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах / Я.А. Сироткин // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. — 1963. — № 3. — С. 16–28.

7. *Сироткин Я.А.* Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я.А. Сироткин. — М.: Машиностроение, 1972. — 448 с.

8. *Степанов Г.Ю.* Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с.

9. *Дорфман Л.А.* Численное решение на ЭЦВМ задач осредненного осесимметричного потока в турбомашинах / Л.А. Дорфман, А.З. Серазетдинов // Энергомашиностроение. — 1969. — № 7. — С. 14–19.

10. *Дорфман Л.А.* Численные методы в газодинамике турбомашин / Л.А. Дорфман. — Л.: Изд-во Энергия, 1974. — 272 с.

11. *Рябовол В.М.* Повышенный газотурбинный наддув дизелей семейства ЧН 15/18 / В.М. Рябовол, В.С. Соколов, В.Т. Бордуков, Ю.Т. Еремин, Ю.И. Ивашкин // Труды ЦНИДИ. — 1966. — Вып. 51. — С. 23–39.

12. *Скаженик А.М.* Повышение экономичности двигателя типа Д-70 на неноминальных режимах путем увеличения давления наддува / А.М. Скаженик, Ф.Г. Гринсберг, В.Ф. Головко // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков-1978. — Вып. 14. — С. 4–6.

13. *Межерицкий А.Д.* Повышение экономичности и надежности двигателей «Ланг» / А.Д. Межерицкий и др. — Морской флот. — 1969. — № 9.

14. *Симсон А.Э.* Газотурбинный наддув дизелей / А.Э. Симсон. — М.: Машиностроение, 1964. — 248 с.

15. *Лашко В.А.* Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Математическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. — Хабаровск, 2000. — С. 119–128.

16. *Лашко В.А.* Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Материалы международной научно-технической конференции «Двигатели-2002». — Хабаровск, 2002. — С. 31–34.

17. *Лашко В.А.* Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Двигателестроение. — 2011. — № 3 (245). — С. 13–19.

18. *Лашко В.А.* Проектирование проточных частей центростремительной турбины комбинированного двигателя внутреннего сгорания / В.А. Лашко. Хабаровск : Изд-во ХГТУ, 2000. — 135 с.

УДК 662.997

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ПРИСАДКА ИКСОЛ К ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ СИСТЕМ

С.А. Алехин, к.т.н., В.З. Бычков, В.В. Вакуленко, к.т.н., А.В. Грицюк, д.т.н., Н.В. Клименко, С.В. Нестеренко, к.т.н., Г.В. Щербаненко
Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению, Украина

Разработан ингибитор коррозии и солеотложений — присадка «ИКСОЛ» к охлаждающей жидкости. Эта присадка обладает высоким уровнем эксплуатационных свойств в широком диапазоне температур, совместима с этиленгликолевыми антифризами и позволяет использовать природные воды с различной жесткостью. По результатам испытаний присадка ИКСОЛ рекомендована к применению в различных теплообменных системах, в том числе высокотемпературных системах охлаждения ДВС вместо нитрито-хромато-фосфатной присадки.

Применяемая в теплообменных системах охлаждения природная пресная вода содержит соли жесткости и другие примеси, которые вызывают коррозионно-кавитационные разрушения, солеотложения, ухудшающие теплообмен. Кроме того, при применении воды в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) повышается теплонапряженность, увеличивается износ деталей цилиндро-поршневой группы, что приводит к снижению их моторесурса [1]. Современные способы защиты системы охлаждения от коррозионно-кавитационных разрушений предусматривают обязательное применение присадок и ингибиторов к воде. Механизм действия значительного числа ингибиторов заключается в их адсорбции на коррозионной поверхности с последующим торможением катодных и анодных процессов коррозии [2].

Широко применяемая в настоящее время в системах охлаждения транспортных дизелей нитрито-хромато-фосфатная присадка оказывает вредное воздействие на обслуживающий персонал и окружающую среду, что обусловлено наличием в присадке бихромата калия или натрия, которые являются облигатными аллергенами и высокотоксичными загрязнителями почвы и воды. Эта присадка не обеспечивает эффективной защиты алюминиевых деталей системы охлаждения и не совместима с этиленгликолевыми низкозамерзающими антифризами. В связи с этим вопрос создания эффективного нетоксичного ингибитора коррозии является актуальным. В Украине производство таких присадок отсутствует.

Созданию нового высокоэффективного ингибитора коррозии — присадки ИКСОЛ предшествовала большая научно-исследовательская работа, в результате которой были исследованы целый ряд различных ингибиторов коррозии, определены их защитные свойства и выбран оптимальный состав, который защищен патентом Украины [3].

Присадка ИКСОЛ представляет собой концентрированный раствор ингибиторов различного класса и вспомогательных веществ, вводится в пресную воду с жесткостью до 7,0 мг-экв./л в количестве 4,3 % (3,5 %об.) для защиты от коррозии, кавитационных поражений и солеотложений на деталях в теплообменных водяных системах, в том числе высокотемпературных системах охлаждения ДВС.

По результатам сравнительных коррозионных испытаний присадки ИКСОЛ и штатной присадки (0,5 % бихромата калия, 0,05 % нитрита натрия, 0,05 % тринатрийфосфата) разработанный ингибитор коррозии и солеотложений имеет высокий уровень антикоррозионных свойств, соответствует нормам «Комплекса методов квалификационной оценки охлаждающих жидкостей» [4] при использовании как дистиллированной воды с введением хлорид- и сульфат-ионов по 100 мг/л, так и пресной воды с высокой жесткостью (табл. 1).

Эта присадка не уступает по защитным свойствам зарубежным аналогам и лучше защищает алюминий — основной конструкционный материал систем охлаждения ДВС (табл. 2) [5].

Охлаждающая жидкость с присадкой ИКСОЛ не оказывает влияния на работоспособность резино-технических изделий. Изменение массы и объема резиновых изделий при испытании в течение 72 часов при температуре 95±2 °С меньше, чем на штатной охлаждающей жидкости (табл. 3).

Кроме того, новая присадка совместима с низкозамерзающими охлаждающими жидкостями, что позволяет производить сезонную перезаправку систем без специальной промывки.

Таблица 1

Антикоррозионные свойства присадок к охлаждающим жидкостям

Металл	Потеря массы образцов, мг				
	Испытания по «Комплексу»			Испытания ИКСОЛ на природной воде	
	Нормы	Штатная	ИКСОЛ	Жесткость воды, мг-экв./л	
				4,2	6,8
Медь	10	2,0	0,6	0,5	0,9
Латунь	7	2,0	0,8	0,4	0,7
Сталь	10	2,2	0,3	0,3	0,5
Чугун	10	2,6	1,4	1,2	1,0
Алюминий	7	2,7	0,4	0,2	0,4

Таблица 2

Скорость коррозии металлов в охлаждающих жидкостях с различными присадками

Присадка	Скорость коррозии, г/м²·ч				
	Медь	Латунь	Сталь	Чугун	Алюминий
Fleetquard DCA30	0,0142	0,0148	0,0078	0,0301	0,0392
FleetquardWF 2054A	0,0247	0,0206	0,0035	0,0165	0,0138
ИНКОРТ-8М3	0,0163	0,0268	0,0032	0,0014	0,0044
ИКСОЛ	0,0029	0,0020	0,0014	0,0015	0,0034

Высокие эксплуатационные свойства охлаждающей жидкости с присадкой ИКСОЛ были подтверждены стендовыми испытаниями водяного насоса транспортного двигателя 6ТД при воспроизведении условий реальной эксплуатации с использованием природной воды с жесткостью 4,7 мг-экв./л. Опытная охлаждающая жидкость обеспечила надежную работу насоса при температуре 130 °С в течение 200 часов и защиту контактирующих с жидкостью деталей. После испытаний крыльчатка водяного насоса и детали торцевого уплотнения — графитовая и алюминиевая шайбы находились в работоспособном состоянии, очагов коррозионно-кавитационных поражений не было, антикоррозионные свойства работавшей охлаждающей жидкости за время испытаний практически не изменились и соответствовали установленным нормам [4].

Таблица 3

Изменение массы и объема резин в охлаждающих жидкостях с различными присадками

Марка резин	Изменение массы, %		Изменение объема, %	
	Штатная	ИКСОЛ	Штатная	ИКСОЛ
9831	7,09	5,07	8,33	6,04
ИРП-1078	4,48	2,34	5,69	2,96
ИРП-1287	1,13	0,76	2,08	0,83

Учитывая высокий уровень эксплуатационных свойств опытной охлаждающей жидкости при работе в широком диапазоне температур — от 5 до 130 °С, возможность использования для ее приготовления природных вод с высокой жесткостью без проведения подготовительных работ, нетоксичная присадка ИКСОЛ рекомендуется к применению в различных теплообменных системах, в том числе высокотемпературных системах охлаждения ДВС вместо нитрито-хромато-фосфатной присадки.

Литература

1. Моторные и реактивные масла и жидкости / Под редакцией К.К. Папок и Е.Г. Семенидо. — М. : Химия, 1963. — 532 с.

2. *Томашов Н.Д.* Теория коррозии и защиты металлов. — М. : Издательство Академии наук СССР, 1960. — 590 с.

3. Патент UA 62617, МПК C23F 11/04 (2006.01) Ингибитор коррозии и солеотложений для теплообменных систем.

4. Комплекс методов квалификационной оценки охлаждающих жидкостей. Утвержден Государственной междуведомственной комиссией при Госстандарте СССР, 1988. — 4 с.

5. Обобщенный отчет по испытаниям присадки ИНКОРТ-8М3 ООО «Научно-производственная фирма "Химвериал-Плюс"», Екатеринбург, 1992.

УДК 621.431

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ И СИСТЕМ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВС

А.А. Обозов, д.т.н., В.И. Таричко, асп.
Брянский государственный технический университет

Проводится анализ методов и систем технического диагностирования двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены методы тестового и функционального диагностирования. Описаны алгоритмы работы стационарных, комбинированных и бортовых систем диагностирования ДВС.

При современном уровне развития транспорта одно из важных мест занимает обеспечение безотказности и увеличение эксплуатационной надежности как транспортного средства, так и его основных систем, в частности двигателя внутреннего сгорания. Для этого в течение всего периода эксплуатации необходимо поддержание на высоком уровне технико-экономических, экологических и эффективных показателей, зависящих от технического состояния двигателя.

В процессе эксплуатации двигателя внутреннего сгорания (ДВС) происходит износ и старение его узлов и систем, что приводит к ухудшению показателей его работы. В этой связи для поддержания двигателя в исправном состоянии и для своевременного выявления отклонения параметров его работы ведущее место принадлежит системе технического обслуживания и ремонта, ее научной обоснованности и совершенству. Важную роль при этом играет своевременное и качественное техническое диагностирование [1–3].

Современное двигателестроение развивается по пути улучшения технико-экономических, экологических и эффективных показателей двигателей. В первую очередь, это связано с внедрением электронных систем управления и диагностирования. Так, разработка и совершенствование систем технического диагностирования находятся в числе приоритетных направлений развития ведущих автомобилестроительных компаний («Mercedes Benz», «Audi AG», «Mitsubishi» и др.).

Совершенствованию систем технического диагностирования ДВС способствует анализ существующих методов и систем технического диагностирования ДВС.





Методы технического диагностирования ДВС

На начальных этапах развития способов оценки технического состояния ДВС широкое распространение получили методы, основанные на способностях эксперта, обладающего квалификацией и накопленным опытом определять отклонения в работе двигателя. Подобные субъективные методы становились все менее эффективными по мере усложнения отдельных систем и конструкции двигателя в целом. В связи с этим возникла потребность в методах, основанных на объективной оценке технического состояния узлов и систем двигателя [1]. Их развитие привело к становлению двух основных видов диагностирования: тестового и функционального.

Методы тестового диагностирования предусматривают вывод ДВС из эксплуатации и контроль его параметров при подаче специального внешнего воздействия со стороны контрольно-измерительной аппаратуры. Существуют следующие методы тестового диагностирования в зависимости от измеряемой физической величины на основе:

- герметичности камеры сгорания;
- сопротивления прокручиванию коленчатого вала;
- изменения мощности механических потерь (при отключении подачи топлива в цилиндр);
- измерения частоты вращения коленчатого вала (при отключении подачи топлива в цилиндр);
- измерения температуры деталей (тепловая диагностика);
- измерения механических напряжений в болтах и шпильках двигателя;

➢ результатов компьютерной томографии;

➢ измерения контактных напряжений и пластических деформаций.

Среди указанных методов тестового диагностирования получили распространение способы оценки герметичности камеры сгорания двигателя (состояние уплотнений цилиндропоршневой группы, неплотность посадки клапанов).

Для оценки состояния уплотнений элементов ЦПГ поршень исследуемого цилиндра устанавливается в верхнюю мертвую точку, вместо свечи или форсунки присоединяется шланг от баллона со сжатым воздухом. Посредством подачи воздуха под давлением в надпоршневое пространство кольца устанавливаются на нижние поверхности поршневых канавок. После этого в цилиндр подается воздух под определенным давлением и источник воздухоснабжения отключается. Величина снижения давления в цилиндре за определенный промежуток времени позволяет судить о состоянии уплотнений.

Для определения неплотности посадки клапанов на седла заливается моторное масло в цилиндр с пониженной компрессией. Если показания компрессометра постоянны, то возможная причина пониженной компрессии — неплотное прилегание клапанов к седлам.

Для определения герметичности посадки впускных клапанов исследуемого цилиндра вакуумным насосом откачивается воздух из предварительно перекрытого впускного коллектора. В случае оценки герметичности пары выпускной клапан–седло воздух откачивается из выпускного трубопровода. По измеренному значению расхода воздуха определяется герметичность клапанов.

Методы функционального диагностирования предусматривают получение данных о техническом состоянии двигателя без вывода его из эксплуатации и разборки. Существуют следующие методы функционального диагностирования в зависимости от измеряемой физической величины на основе:

➢ параметров рабочего (индикаторного) процесса;

➢ виброакустических колебаний;

➢ ультразвукового исследования;

➢ пропусков воспламенения в цилиндрах;

➢ химического состава отработавших газов;

➢ параметров картерного масла;

➢ расхода масла на угар;

➢ давления масла в системе смазки;

➢ температуры и уровня масла в картере;

➢ давления картерных газов;

➢ оптического излучения топливной смеси;

➢ неравномерности частоты вращения коленчатого вала;

➢ измерения тока стартера при запуске двигателя;

➢ измерения ионного тока системы зажигания.

Среди перечисленных методов функционального диагностирования наиболее распространены способы определения технического состояния двигателя на основе анализа параметров рабочего процесса и виброакустических колебаний.

Метод диагностирования на основе анализа параметров рабочего (индикаторного) процесса широко используется для комплексной и локальной оценки технического состояния двигателя. Методика основана на сравнении показателей работы двигателя с заранее известными эталонными значениями параметров рабочего процесса. Исследование конструктивных элементов двигателей показывает, что наиболее частые отказы связаны с системами топливоподачи (форсунки, топливные насосы или карбюраторы), механизмами газораспределения и элементами цилиндропоршневой группы [4, 7]. Неисправности указанных элементов систем ДВС могут развиваться постепенно или возникать внезапно. Их появление приводит к ухудшению показателей работы двигателя, в частности, к повышенному расходу топлива, ухудшению распыливания топлива, снижению мощности, задержке сгорания, снижению максимального давления сгорания. Таким образом, возникновение неисправностей отражается на протекании рабочего процесса двигателя. Поэтому контроль параметров рабочего процесса эффективен для предупреждения отказов и прогнозирования технического состояния элементов двигателя.

Метод диагностирования на основе анализа виброакустических колебаний применяется для оценки технического состояния двигателя в целом (по уровню шума и вибрации) и для локальной проверки газораспределительного и кривошипно-шатунного механизмов. Виброакустический метод основан на анализе упругих колебаний динамически взаимодействующих сопряженных деталей двигателя. Вибрация также возникает при появлении неуравновешенных сил, действующих периодически, поэтому возникновение или усиление вибрации — важный симптом для диагностики состояния механических систем [6].

Системы технического диагностирования ДВС

Стремительное развитие микроэлектроники привело к появлению и практическому внедрению аппаратных комплексов, позволяющих анализировать параметры рабочего процесса ДВС. С помощью автоматизированных систем технического диагностирования (СТД) появилась возможность получения объективной информации

о техническом состоянии двигателя и прогнозирования его работоспособности [8].

Следует отметить, что изначально системы функциональной диагностики двигателей развивались применительно только к двигателям большой мощности (судовым малооборотным дизелям) и двигателям средней мощности (от 1000 до 3000 кВт) на железнодорожном транспорте, где эффект от их использования был значителен [2]. Подобные системы разработаны зарубежными институтами и двигателестроительными компаниями. В Норвегии были созданы системы технического диагностирования «Predicate» (совместный проект Норвежского института исследования судов и компании «Norcontrol»), «Data Trend» и «DETS» (Diesel Engine Turning System) (компания «Norcontrol»), «Mekom» (компания «Statronik»), системы локальной диагностики MJ, NP и NK (компания «Autronica»). В Швеции разработаны системы «Cyldet-CM» и «Cylmate» (компания «Asea Brown Boveri Ltd.»). В Германии созданы системы «CC-10» (Condition Check System) и CoCoS-EDS (Computer Control Surveillance— Engine Diagnosis System) (компания «MAN Diesel & Turbo SE»), а также MEDIAG 22 (Main Engine Diagnostic System) (компания «Siemens AG»). В Финляндии создана система FAKS2i (компания «Wartsila»). Во Франции разработана система «PED» (Pielstick engine diagnostics) (компания «SEMT Pielstick»). В США созданы системы «Dicare» («Caterpillar-MaK») и «Machinery Health Monitoring System Jer 5800» (компания «Endevco»). В Швейцарии разработана система SEDS (Sulzer Engine Diagnostic System) (компания «Sulzer AG»). В Великобритании создана система Malin 6000 (компания «Malin Instruments Ltd.»). СТД разработаны отечественными институтами — ЦНИИМФ — «Прогноз», Омским научно-исследовательским институтом технологии, контроля и диагностики — «Борт», Дальневосточным государственным университетом путей сообщения — «Магистраль».

В настоящее время многие двигателестроительные компании оборудуют выпускаемые двигатели измерительными приборами и микропроцессорами, на которые возлагается задача контроля и мониторинга наиболее важных показателей, сигнализации об их выходе за установленные пределы и накапливание информации для отслеживания развития параметров во времени. При этом вся работа осуществляется в автоматическом режиме. В ряде конструкций на микропроцессор возложена функция управления процессом топливоподачи в целях оптимизации работы двигателя применительно к режимам его работы.

Немецкой машиностроительной компанией «MAN Diesel&Turbo» разработана система диагностирования судовых дизелей «CoCoS-EDS» (Computer Controlled Surveillance Engine Diagnostics System). Программный комплекс ведет автоматический сбор и анализ параметров работы главного дизеля. Также система позволяет сравнивать текущие показатели с эталонными значениями рабочего процесса.

Финская машиностроительная компания «Wartsila» производит системы диагностирования «FAKS2i» (Fault Avoidance Knowledge System) и «MoniTrend» (Data Analysing System). Программа системы «FAKS2i» интегрирована в систему централизованного контроля и мониторинга и в автоматическом режиме проводит оценку технического состояния дизеля на основе базы эталонных значений. Программный модуль «MoniTrend» анализирует информацию системы централизованного контроля и мониторинга и выводит тренд в режиме on-line.

Английская компания «Malin Instruments Ltd.» является производителем системы мониторинга рабочего процесса судового дизеля «Malin 6000». С помощью данного мобильного комплекса осуществляется непрерывный контроль рабочего процесса двигателя. В частности, измеряется давление в цилиндре по углу коленчатого вала. При этом программное обеспечение комплекса в автоматическом режиме ведет обработку диаграмм давления и представляет параметры рабочего процесса в табличном виде.

Автомобильные бензиновые и дизельные двигатели в основном традиционно диагностировались методами тестовой диагностики без применения дорогостоящих специализированных диагностических систем [9]. В настоящее время в связи с развитием и удешевлением компьютерных информационных систем двигатели средней и малой мощности (в том числе автомобильные двигатели) начинают диагностировать с использованием специализированных систем диагностики.

Получают распространение системы трех типов — системы типа «off-line» (стационарные и комбинированные системы подключаются к объекту диагностики только в момент проведения процедуры диагностирования в сервисном центре) и системы типа «on-line» (бортовая система установлена на автомобиле, которая в процессе эксплуатации автомобиля непрерывно следит за состоянием двигателя).

Стационарные системы технического диагностирования используются на станциях технического обслуживания и сервисных центрах. Данные системы представлены в виде крупногабаритных

контрольно-измерительных комплексов, мотортестеров и стендов, имеющих в своей основе ЭВМ.

Мотортестеры являются консольными диагностическими устройствами, в структуру которых входят датчики, адаптеры и дополнительные измерительные приборы. Подобные комплексы позволяют измерять параметры работы систем двигателя, в частности, частоту вращения, угол опережения зажигания, неравномерность вращения коленчатого вала, напряжение аккумуляторной батареи, первичное и вторичное напряжение системы зажигания и др. Ввиду высокой стоимости (свыше 20 тыс. долларов США) мотортестеры производятся немногими крупными компаниями. В Германии выпускаются мотортестеры FSA 560 («Robert Bosch GmbH»), HMS 990 («Hermann Electronic GmbH»), MEGA MACS 55 («Gutmann Messtechnik AG»). В США производятся мотортестеры Vision Premier («SPX»), SMP 4000 («Sun Electric»). Разрабатываемые ими мотортестеры позволяют диагностировать самые различные марки автомобилей (30 марок). При этом оценивается техническое состояние практически всех систем автомобилей (около 200 систем). Системами диагностирования снабжены также российские автомобили. К недостаткам подобных систем относятся их высокая стоимость и значительные размеры. Следует отметить, что мотортестеры обладают ограниченными возможностями диагностики собственно самого двигателя.

К стационарным системам технического диагностирования также относятся нагрузочные стенды, с помощью которых измеряются параметры внешней скоростной характеристики. В таком случае автомобиль устанавливается на прокатные ролики и фиксируется. Нагрузка, создаваемая электрическим генератором-тормозом, передается через ведущие колеса и трансмиссию двигателю. При управлении топливоподачей двигатель разгоняется с минимально устойчивых оборотов до максимальных. При этом измеряется тормозной момент, угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя и ведущих колес, на основании чего определяется эффективные мощность и момент на валу двигателя и мощность потерь на трансмиссии. Подобные системы осуществляют диагностику двигателя в широком диапазоне частот вращения ДВС, позволяют моделировать различные режимы нагрузки [5].

Комбинированные системы технического диагностирования применяются для диагностирования современных ДВС, оснащенных электронной системой управления. Данные системы выполняют также функции контроля состояния датчиков и самодиагностики. При обнаружении ошибки (например, несоответствие заданному уровню сигнала от определенного датчика) микропроцессор электронного блока управления (ЭБУ) сохраняет в памяти код неисправности. При этом на приборной панели загорается контрольная лампа, информирующая о возникновении неисправности.

В более ранних системах определение неисправности осуществлялось переводом микропроцессора в режим выдачи диагностических кодов посредством характерных вспышек индикатора. В качестве светового индикатора производители («General Motors», «Ford Motor Company», «Chrysler», «Opel») используют контрольные лампы на панели приборов. Также применяются встроенные в электронный блок управления светодиоды («Honda», «Nissan») и внешние индикаторы, подключаемые к диагностическому разъему («Audi AG», «Volkswagen»).

В новейших системах для подключения к блоку управления и получения диагностической информации требуется наличие сканеров. Данные устройства взаимодействуют с ЭБУ через специальный протокол, позволяющий получать и контролировать на мониторе основные параметры работы двигателя и системы управления, такие, как угол опережения зажигания, частоту вращения ДВС, расход воздуха, время впрыска топлива, состояние исполнительных элементов. В современных электронных блоках управления также предусмотрена возможность вывода в реальном времени потока цифровых параметров на диагностический разъем. В случае интерактивного режима работы с ЭБУ возможно управление регулирующими компонентами системы с клавиатуры сканера.

Производителями сканеров для диагностирования автомобилей являются компании «Robert Bosch GmbH», «OpenSystem-Dieselland». Российским производителем подобных устройств является НПП «Новые технологические системы».

Бортовые системы технического диагностирования устанавливаются на транспортном средстве и непрерывно в процессе его эксплуатации следят за состоянием двигателя. Основным принципом бортовой системы является максимальное сближение двигателя и систем технического диагностирования, их неразрывная конструктивная связь, функционирование как единого целого в любой момент эксплуатации. Бортовые СТД оказываются наиболее сложными для практической реализации. В этих системах предъявляются наиболее высокие требования к измерительным средствам, каналам передачи информации, качеству алгоритмов формирования диагностических признаков и правил распознавания, достоверности диагностирования, быстродействию ЭВМ, обеспечивающей работу

системы диагностирования, то есть к информационному, математическому и техническому обеспечению системы. Следует отметить, что определенную сложность использования средств бортового диагностирования составляет необходимость оборудования каждого транспортного средства в отдельности дорогостоящей аппаратурой. Таким образом, применение СТД данного типа целесообразно для оценки технического состояния двигателей судов, тепловозов, а также специальной техники (карьерных самосвалов, тягачей). Силовые установки такого транспорта требуют повышенной надежности.

Системы бортового диагностирования включают в себя входящие в конструкцию транспортного средства и его двигателя датчики и приборы (электронно-вычислительные приборы, блоки питания, индикацию) для обработки диагностических сигналов (усиления, сравнения с нормативами) и непрерывного или периодического измерения параметров технического состояния двигателя.

Заключение

Проведенный анализ методов и систем технического диагностирования двигателей внутреннего сгорания показывает, что в настоящее время традиционные способы тестовой и функциональной диагностики получают новый импульс к развитию в связи со стремительным развитием микроэлектроники и вычислительной техники. Появилась возможность оценивать техническое состояние двигателя в режиме реального времени на основе анализа параметров рабочего процесса. При этом углубленные теоретические и экспериментальные исследования рабочего процесса в двигателе позволяют создать основу для развития интеллектуальных систем диагностирования — стационарных, комбинированных и бортовых.

Литература

1. *Гурвич И.Б. Сыркин П.Э., Чумак В.И.* Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей. — М. : Транспорт, 1994. — 144 с.

2. Диагностирование дизелей / Е. А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. — М. : Машиностроение, 1987. — 224 с.

3. *Ждановский Н.С., Николаенко А.В.* Надежность и долговечность автотракторных двигателей. — Л. : Колос, 1981. — 295 с.

4. *Карагодин В.И. Митрохин Н.Н.* Ремонт автомобилей и двигателей. — М. : Академия, 2003. — 496 с.

5. *Карташевич А.Н., Белоусова В.А., Рудашко А.А., Новиков А.В.* Диагностирование автомобилей. — М. : ИНФРА-М, 2011. — 208 с.

6. Технические средства диагностирования: справочник / Под редакцией В.В. Клюева. — М. : Машиностроение, 1989. — 672 с.

7. *Яхьяев Н.Я., Кораблин А.В.* Основы теории надежности и диагностика. — М. : Академия, 2009. — 256 с.

8. *Макаров Р.Я.* Средства технической диагностики машин. — М. : Машиностроение, 1981. — 223 с.

9. *Келер К.А.* Диагностика автомобильного двигателя. — Ужгород : Карпаты, 1977. — 160 с.

УДМЗ выполнил первый этап госконтракта с Минпромторгом РФ по проектам «Энергодизель» и «Дизельстрой»

На Уральском дизель-моторном заводе (УДМЗ, входит в ОАО «Синара-Транспортные Машины») завершено выполнение первого этапа государственных контрактов по проектам «Энергодизель» и «Дизельстрой». В феврале 2012 г. УДМЗ заключил с Минпромторгом РФ два контракта на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

Работа по контрактам осуществляется в рамках выполнения подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база».

По проекту «Энергодизель» УДМЗ провел аналитические и патентные исследования, изучил международный опыт по созданию и проектированию высокооборотных дизельных двигателей мощностью от 1 до 3 МВт и дизель-генераторов для магистральных тепловозов, морских, океанских судов и кораблей Военно-морского флота, малой энергетики. Подготовлены девять эскизных проектов на дизели и семь эскизных проектов на дизель-генераторы. Проведена сборка, изготовление и испытание двух макетных образцов.

В ходе выполнения проекта «Дизельстрой» проведены опытно-конструкторские и технологические работы по созданию специализированных экспериментальных стендов для высокооборотных дизельных двигателей с частотой вращения от 1500 до 3000 об/мин. Планируется, что на трех стендах разного назначения будут проводиться испытания одноцилиндрового отсека, дизельных двигателей и дизель-генераторных установок. При выполнении этого этапа госконтракта специалистами УДМЗ была разработана конструкторская документация, создана технология изготовления компонентов стендового оборудования, часть которого будет изготовлена на УДМЗ.

Для разработки нового семейства дизельных двигателей и испытательных стендов Уральский дизель-моторный завод привлек в качестве соисполнителей FEV GmbH (Германия), ООО ЦНИДИ, «Автоматизированные системы и комплексы» (ЗАО АСК), МГТУ им. Баумана.

УДК 656.13(1-21):621.43.06:504.3.064.36:338.14

ОЦЕНКА УДЕЛЬНЫХ ВЫБРОСОВ ОКИСЛОВ АЗОТА ЛЕГКОВЫМ АВТОТРАНСПОРТОМ

О.В. Ложкина, к.х.н., доц., В.С. Марченко, ст. преподаватель, В.Р. Новиков, адъюнкт, В.Н. Ложкин, д.т.н., проф.
Санкт-Петербургский университет государственной противопожарной службы МЧС России

Приводится анализ механизма образования окислов азота в камерах сгорания двигателей автомобилей, описываются особенности негативного воздействия окислов азота на человека и окружающую среду. Представлены результаты экспериментальных исследований удельных выбросов NO_x легковыми автомобилями различных топлив в зависимости от скоростного режима в диапазоне скоростей от 0 до 120 км/ч. Разработаны рекомендации по внесению изменений в «Методику определения выбросов вредных веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга», утвержденную Комитетом по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Санкт-Петербурга.

Образование окислов азота в ДВС автомобилей, и их воздействие на человека и окружающую среду

Одним из важнейших экологических параметров двигателей современных автомобилей является содержание в отработавших газах (ОГ) оксидов азота. Исследование механизма и особенностей образования окислов азота в камерах сгорания (КС) автомобильных ДВС является основой для определения численных значений удельных выбросов NO_x транспортными средствами при движении по городским автомагистралям, а атмосферный метаболизм позволяет оценить степень их комплексного негативного воздействия на человека и окружающую среду.

Химический процесс образования и трансформации NO_x в КС двигателей автомобилей сложен и неоднозначен в силу многочисленных факторов, на него влияющих. Изучению этого процесса посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей [1, 3–5, 8, 9].

В целом принимается, что в КС образуются:

1) «термический» NO (образуется при высокотемпературном (1500–2500 °С) окислении азота кислородом воздуха в зоне продуктов сгорания рабочей смеси);

2) «топливный» NO (образуется в результате «низкотемпературного» окисления азотсодержащих соединений топлива);

3) «быстрый» NO (образуется непосредственно во фронте пламени из-за столкновения углеводородных радикалов с молекулами азота в зоне реакций горения при наличии пульсаций температуры, температура их образования около 700 °С).

В камерах сгорания доминирует «термический» NO, который образуется за фронтом пламени из молекулярного азота при горении бедной топливовоздушной смеси и смеси, близкой к стехиометрическому составу. Преимущественно при сгорании бедных и умеренно богатых смесей ($\alpha>0,8$) реакции происходят по цепному механизму:

$$\begin{aligned} O^{\bullet} + N_2 &\rightarrow NO + N^{\bullet} \\ N^{\bullet} + O_2 &\rightarrow NO + O^{\bullet} \\ N^{\bullet} + OH^{\bullet} &\rightarrow NO + H^{\bullet} \end{aligned} \qquad (1)$$

В богатых смесях ($\alpha<0,8$) осуществляются также реакции:

$$\begin{aligned} N_2 + OH^{\bullet} &\rightarrow NO + NH^{\bullet} \\ NH^{\bullet} + O_2 &\rightarrow NO + OH^{\bullet} \end{aligned} \qquad (2)$$

В бедных смесях выход NO определяется максимальной температурой цепочно-теплового «взрыва» (максимальная температура 2500–2600 °С), т. е кинетикой образования. В богатых смесях выход NO перестает зависеть от максимальной температуры «взрыва» и определяется кинетикой разложения. При горении бедных смесей значительное влияние на образование NO оказывает неравномерность температурного поля в зоне продуктов сгорания и присутствие паров воды, которая в цепной реакции окисления N_2 является ингибитором.

В отработавших газах преобладает NO (99 % в бензиновых двигателях и более 97 % в дизелях). Выбросы оксидов азота обычно оцениваются в пересчете по более токсичному компоненту — NO_2.

Диоксид азота образуется из оксида азота в результате фотохимических реакций, происходящих в атмосфере [2, 19, 1], с участием тропосферного озона, кислорода воздуха и пероксидных радикалов (3):

$$NO + O_3 \leftrightarrow NO_2 + O_2^{\bullet}$$
$$2NO + O_2 \leftrightarrow 2NO_2 \quad (3)$$
$$NO + HO_2^{\bullet} \leftrightarrow NO_2 + OH$$
$$NO + RO_2^{\bullet} \leftrightarrow NO_2 + OR$$

Одновременно с вышеуказанными процессами в атмосфере протекает фотолиз диоксида азота под воздействием солнечной радиации (4):

$$NO_2 + h\nu \leftrightarrow NO + O_2 \quad (4)$$

Как показывают результаты наблюдений, концентрация диоксида азота в атмосфере существенным образом зависит от интенсивности солнечной радиации, приводящей к усилению химических реакций [2, 19, 21].

Оксид и диоксид азота играют сложную и важную роль в фотохимических процессах, происходящих в тропосфере и стратосфере при солнечном свете и являются причиной образования фотохимического смога. При неблагоприятных погодных условиях, высокой инсоляции и слабых ветрах фотохимические реакции могут приводить к высоким уровням концентраций оксидов азота, которые опасны для человека [2].

Все встречающиеся на практике оксиды азота физиологически активны, диоксид азота токсичнее окиси азота. NO_2, наряду с остальными вредными газообразными примесями ОГ, вызывает заболевания верхних и нижних дыхательных путей (аллергические риниты, бронхиты, астму), сердечно-сосудистой и иммунной систем организма человека [2].

По оценкам европейских специалистов [20] при плотном движении в городской среде количество окислов азота в ОГ новых легковых и грузовых автомобилей с дизельными двигателями составляет от 0,5 до 1,5 г на километр пробега для легкового транспорта и 4–10 г на километр пробега для грузовиков, что в несколько раз превышает выбросы NO_x от новых автомобилей с бензиновыми двигателями. Кроме того, они отмечают, что как бензиновые, так и дизельные двигатели соответствуют строгим европейским стандартам выбросов только в условиях стендовых испытаний, а в реальных условиях движения выбросы могут в значительной мере превышать установленные нормативы, и этот вопрос требует тщательного изучения.

В связи с изменением дорожной ситуации автомобиль, при движении по улице или городской автомагистрали, совершает разгоны, замедления, двигается с некоторой постоянной скоростью с автотранспортным потоком, что сопровождается непрерывным изменением режима работы двигателя (частоты вращения коленчатого вала и нагрузки), а следовательно, и выбросов с отработавшими газами NO_x. В отношении характера изменения удельных выбросов NO_x с изменением скоростного режима движения ТС в транспортном потоке в литературных источниках имеются противоречия [10, 19–25]. По-видимому, это связано с тем, что в реальных условиях движения практически невозможно выдержать не только скоростной режим движения, но и нагрузку двигателя. Установление закономерностей удельных выбросов окислов от скоростного режима важно для уточнения коэффициента приведения выбросов NO_2 к скоростному режиму в оценочных и прогнозных методиках определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов.

Изучение закономерностей изменения удельных выбросов окислов азота NO_x от скоростного режима легковых автомобилей — актуальная задача, решение которой позволяет:

- ➢ обосновать оптимальные скоростные режимы движения ТС;
- ➢ способствовать повышению эффективности мероприятий, направленных на ослабление воздействия оксидов азота на человека и окружающую среду;
- ➢ обосновать поправочные коэффициенты для окислов азота для инвентаризации выбросов автотранспорта при проведении сводных расчетов загрязнения атмосферы городов.

Бортовой мониторинг выбросов NO_x при движении легковых автомобилей в транспортном потоке

Перед проведением экспериментов на автомагистралях Санкт-Петербурга авторами был проведен анализ состояния парка автомобильной техники, а именно легковых и грузовых автомобилей и автобусов за период с 2004 по 2010 г. включительно с использованием данных ГИБДД, публикуемых в ежегодном справочнике аналитического агентства АВТОСТАТ [11–16].

В результате проведенного аналитического исследования структуры автопарка Санкт-Петербурга (рис. 1) авторы пришли к следующему выводу [6, 7]:

1. Наибольший сегмент в парке автотранспортных средств Санкт-Петербурга занимают легковые автомобили старше 10 лет — 41,42 %.

2. Второе место занимают легковые автомобили до 5 лет, на их долю приходится 27,06 %. При этом следует отметить, что в течение последних 6 лет (с 2004 по 2010 г.) количество новых легковых машин непрерывно возрастало.

3. На третьей позиции расположились легковые автомобили средней возрастной категории от 5 до 10 лет (22,57%).

4. Далее следуют грузовые автомобили старше 10 лет, доля которых составляет 4 %, и грузовые автомобили от 5 до 10 лет — 2%.

5. Замыкают этот ряд автобусы — их доля равна 1,4 %.

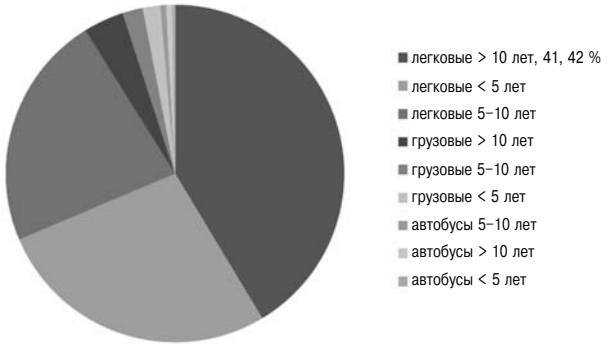


Рис. 1. Структура парка автотранспорта Санкт-Петербурга

Если предположить, что вклад различных категорий автотранспортных средств в суммарное загрязнение атмосферного воздуха Санкт-Петербурга пропорционален их количеству, то исходя из полученных аналитических данных следует, что наибольший вклад в загрязнение воздушного бассейна города вносят легковые автомобили старше 10 лет, легковые автомобили меньше 5 лет и легковые автомобили средней возрастной категории от 5 до 10 лет, а также грузовые автомобили старше 10 лет.

На основании проведенного статистического анализа были выбраны легковые автомобили для проведения эксперимента. Оценка удельных выбросов окислов азота NO_x, выделяющихся с ОГ, проводилась путем измерения их концентраций в составе ОГ легковых автомобилей с бензиновыми двигателями отечественного и импортного производства, отличающихся по типу двигателя (инжекторный или карбюраторный), возрасту, топливу, трансмиссии, оснащенных и неоснащенных каталитическим нейтрализатором. Характеристики испытанных автомобилей приведены в табл. 1.

Измерение зависимости концентрации NO_x в ОГ от скорости движения автомобиля в диапазоне скоростей от 0 до 50 км/ч проводили на улицах Санкт-Петербурга, а в диапазоне скоростей от 50 до 120 км/ч — на кольцевой автодороге (КАД) Санкт-Петербурга в дневное время. Места дорожных экспериментов, а также погодные условия указаны в табл. 2. Испытания проводили на горизонтальных участках улиц при установившемся режиме движения для каждого значения скорости, поскольку при достижении необходимой скорости автомобиль движется прямолинейно с постоянной подачей топлива. При испытаниях на автомобилях с механической коробкой переключения передач использовалась передача, обеспечивающая работу двигателя на рекомендованной заводом изготовителем частоте вращения коленчатого вала для установленной средней скорости движения.

Таблица 1

Характеристика легковых автомобилей

№	Марка автомобиля	Год выпуска	Объем двигателя, $см^3$	Тип трансмиссии	Тип двигателя	Тип топлива	Экологический класс
1	ВАЗ 2101	1980 (КРД 2010)	1300	М	БК	92	Не определен
2	ВАЗ 21093	1992	1300	М	БК	92	Не определен
3	Mitsubishi Lancer IV	1991	1468	А	БИ	95	Евро 1
4	Skoda Felicia II	1998	1289	М	БК	92	Евро 2
5	Chevrolet Lacetti	2009	1598	М	БИ	92	Евро 3
6	Huyndai Elantra	2009	1596	М	БИ	95	Евро 3
7	Nissan Qashqai	2010	1997	А	БИ	95	Евро 4

М — механическая; А — автоматическая; БК — бензиновый карбюраторный; БИ — бензиновый инжекторный

Таблица 2

Места проведения и погодные условия при испытаниях

№	Марка автомобиля	Место проведения испытаний	Погодные условия при проведении испытаний
1	ВАЗ 2101	Софийская ул., Автозаводская ул., 3-й Бадаевский проезд, Московское ш., КАД	+ 2-4 °С, облачно, мокрый снег, дождь
2	ВАЗ 21093	Сертолово, Заречная ул., Сарженская ул., КАД	+ 7 °С, облачно, без осадков, асфальт мокрый
3	Mitsubishi Lancer IV	Софийская ул., Автозаводская ул., 3-й Бадаевский проезд, Московское ш., КАД	+ 12°С, облачно, без осадков
4	Skoda Felicia II	Московский проспект, ул. Бассейная, ул. Решетникова, ул. Благодатная	+ 6 °С, облачно, без осадков, асфальт мокрый
5	Chevrolet Lacetti	Софийская ул., Автозаводская ул., 3-й Бадаевский проезд, Московское ш., КАД	+ 18°С, ясно, без осадков
6	Huyndai Elantra	Альпийский пер., ул. Бухарестская, Дунайский пр., ул. Будапештская, КАД	+ 22 °С, переменная облачность, без осадков
7	Nissan Qashqai	Альпийский пер., ул. Бухарестская, Дунайский пр., ул. Будапештская, КАД	+ 22 °С, переменная облачность, дождь

Концентрацию NO_x в ОГ измеряли с помощью четырехкомпонентного газоанализатора Testo 300 XXL (Германия, с электрохимическим детектированием NO_x. Диапазон детектирования газоанализатора по NO_x составляет 1–3000 ppm. Перед испытаниями газоанализатор прошел поверку).

Пробоотборный зонд длиной 30 см закрепляли в выхлопной трубе автомобиля, а регистрационный

модуль размещали в салоне. Весь цикл испытаний для каждого автомобиля проводили в течение одного дня, начиная с холостого режима с постепенным переходом к максимальной скорости 120 км/ч. Для каждого скоростного режима измерения проводились в 3–8 повторностях до установления стабильных показаний прибора. Одновременно по показателям прибора фиксировали частоту вращения коленчатого вала двигателя. Двигатели автомобилей перед началом испытаний подвергали предварительному прогреву в течение 5–10 минут.

Для автомобилей, оснащенных и не оснащенных КН, справедливо ожидать различные закономерности изменения выбросов NO_x в зависимости от скорости движения. Общая тенденция для всех типов ТС проявлялась в соответствии минимальных выбросов окислов азота минимальному расходу топлива в интервале скоростей от 40–50 до 80–90 км/ч.

Для автомобилей, не оборудованных системой нейтрализации, удельный выброс окислов азота обусловливается тремя факторами: изменением частоты вращения двигателя и, как следствие, — изменением объема выбросов; изменением скорости автомобиля, в результате чего изменяется время прохождения участка дороги определенной длины; условиями образования NO_x непосредственно в цилиндрах двигателя ТС.

Анализ зависимостей удельных выбросов NO_x от скорости движения на отечественных автомобилях старше 10 лет, не оснащенных КН отработавших газов (рис. 2), позволяет сделать следующие выводы:

➢ для старых отечественных автомобилей характерны самые высокие показатели по выбросам окислов азота (0,5–2,5 г/км пробега);

➢ при скорости движения 80–90 км/ч удельные выбросы NO_x резко возрастают и достигают максимального значения (около 2,5 г/км пробега) при скорости 120 км/ч, что объясняется увеличением нагрузки и ростом температуры горения;

➢ минимальные выбросы NO_x соответствуют скоростным режимам в диапазоне от 20–30 до 80–90 км/ч и составляют 0,5–0,7 г/км пробега.

Наблюдаемый разброс данных измерений выбросов с ОГ окислов азота на автомобилях ВАЗ 2193 и ВАЗ 2101, вероятно, связан с тем, что при их перемещении в потоке с некоторой определенной средней скоростью двигатель все же не работает на стационарных режимах, обусловливая и нестационарность горения топлива в цилиндрах.

Полученные данные в целом подтверждают ранее сделанный вывод [14] о том, что для автомобилей, не оснащенных КН, характерно прогрессирующее увеличение выбросов NO_x с ОГ, начиная от скоростного режима 80–90 км/ч.

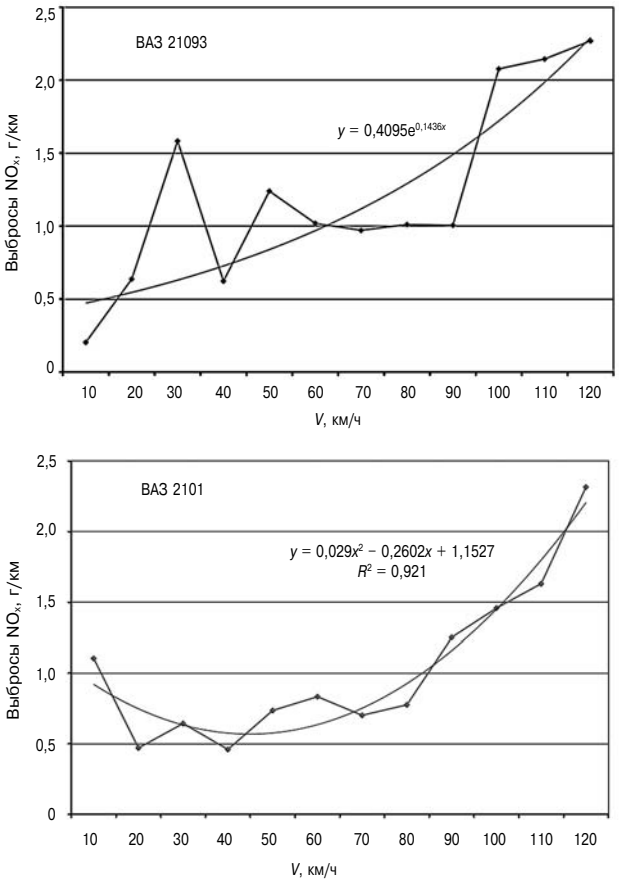


Рис. 2. Зависимость удельных выбросов NO_x от скорости движения на отечественных автомобилях старше 10 лет, не оснащенных КН

Для автомобилей, оснащенных каталитическими нейтрализаторами, удельный выброс окислов азота зависит от изменения частоты вращения двигателя и скорости автомобиля и эффективности протекания процесса восстановительного катализа в нейтрализаторе.

Характерной особенностью зависимости выбросов NO_x от скорости для автомобилей, оборудованных КН, является наличие двух максимумов (рис. 3 и 4): первый — в режиме холостого хода, а второй — при возрастании скорости движения до 100–120 км/ч.

Наблюдающиеся максимальные значения выбросов на холостых оборотах двигателей связаны, по-видимому, с тем, что каталитические системы нейтрализации ОГ не выходят на рабочий температурный режим.

Для автомобилей Mitsubishi Lancer и Skoda Felicia, оснащенных двухкомпонентным КН и соответствующих Евро 1 и Евро 2, выбросы NO_x изменялись в пределах 0,15–0,9 г/км. При этом для обоих автомобилей минимальные значения выбросов окислов азота 0,15–0,2 г/км

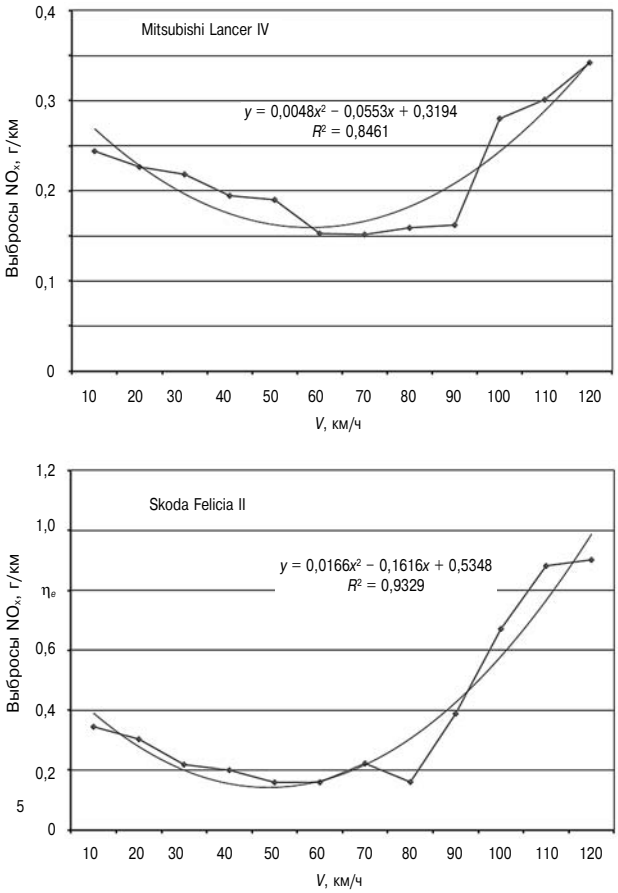


Рис. 3. Зависимость удельных выбросов NO_x от скорости движения на зарубежных автомобилях старше 10 лет, оснащенных двухкомпонентными КН и соответствующих классам экологической опасности Евро 1 (Mitsubishi Lancer) и Евро 2 (Skoda Felicia)

наблюдались при движении ТС со скоростью от 20–30 до 80–90 км/ч.

Как и ожидалось, на автомобилях младше 5 лет, оснащенных трехкомпонентными нейтрализаторами, наблюдались самые низкие удельные выбросы окислов азота — от 0,003 до 0,08 г/км пробега. Полученные результаты укладываются в нормативы предельно допустимых значений, регламентируемых Техническим регламентом «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ», утвержденного Постановлением Правительства РФ № 609 от 12 октября 2005 года и стандартом Евро 4, в соответствии с которым выбросы для легковых ТС с бензиновыми двигателями, оснащенные трехкомпонентным КН, не должны превышать 0,08 г/км.

На разброс полученных экспериментальных данных влияние оказывали не только нестационарность режимов работы двигателя, но и обусловленное ею непрерывное изменение температуры ОГ и, как следствие, пульсирующее

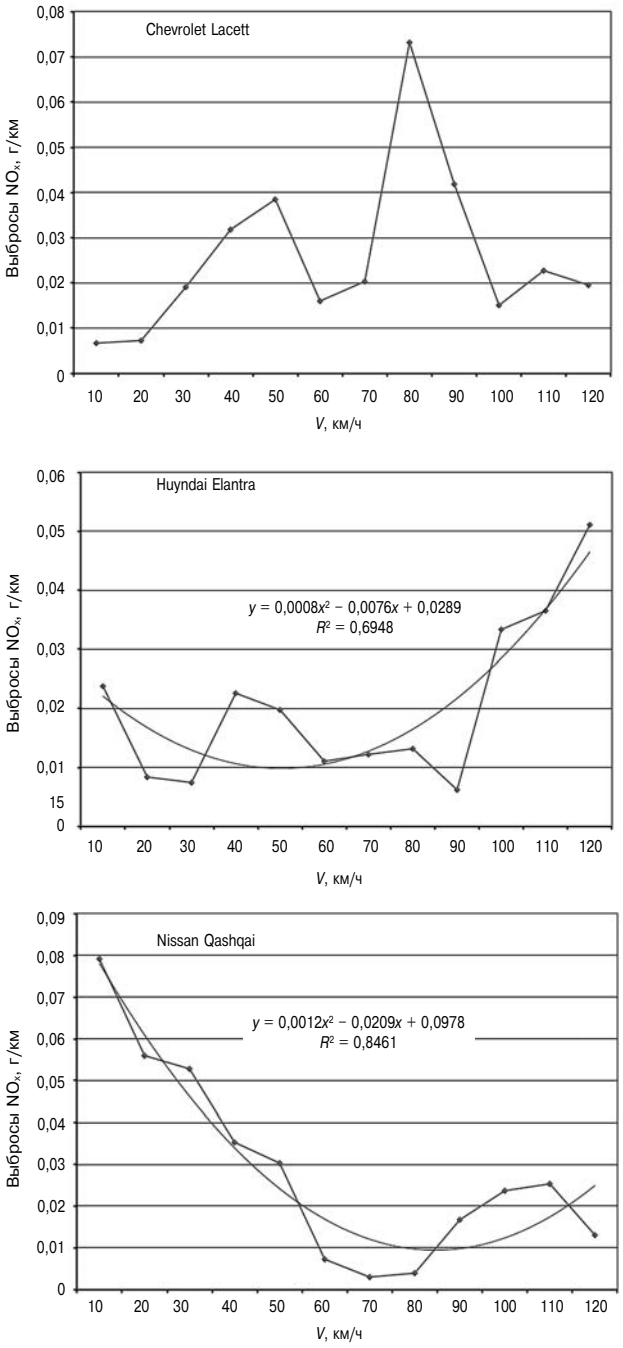


Рис. 4. Зависимость удельных выбросов NO_x от скорости движения на зарубежных автомобилях, младше 5 лет, оснащенных трехкомпонентным КН (Chevrolet Lacetti, Huyndai Elantra, Nissan Qashqai) и соответствующих классам экологической опасности Евро 3 (Chevrolet Lacetti, Huyndai Elantra) и Евро 4 (Nissan Qashqai)

изменение эффективности протекания процесса восстановительного катализа в КН.

Нельзя исключать и влияние практически нерегулируемых непрерывно протекающих в условиях нестационарного температурно-концентрационного режима катализа процессов физической блокировки и регенерации активной поверхности катализатора.

Таблица 3

Усредненные удельные выбросы NO_x различных групп автомобилей

Возраст автомобиля	Доля в парке, %	Экологический класс	NO_x, г/км		
			Диапазон удельных выбросов	Максимально разрешенный удельный выброс	Усредненный удельный выброс
Отечественные автомобили >10 лет	44,5	Не определен	0,5–2,3	Не определен	1,2
Зарубежные автомобили >10 лет	44,5	Евро 0 Евро 1 Евро 2	0,4–1,5	Евро 1* — 0,9 Евро 2* — 0,5	0,7
Отечественные и зарубежные автомобили 5–10 лет	24,8	Евро 1 Евро 2 Евро 3	0,15–0,35	Евро 1* — 0,9 Евро 2* — 0,5 Евро 3 — 0,15	0,2
Отечественные и зарубежные автомобили <5 лет	29,7	Евро 3 Евро 4 Евро 5	0,01–0,07	Евро 3 — 0,15 Евро 4 — 0,08 Евро 5 — 0,03	0,03

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что независимо от типа легкового автомобиля, его возраста и марки используемого топлива минимальные выбросы окислов азота наблюдаются при равномерном движении автомобиля без остановок и разгонов в диапазоне скоростей от 40 до 90 км/ч, что соответствует минимальному расходу топлива, изменяющемуся от 7,0 до 11,0 л/100 км для испытанных автомобилей.

Для обеспечения оптимальной скорости движения легковых ТС в потоке по городским магистралям требуется правильное планирование городского движения, которое должно включать в себя сокращение продолжительности работы автомобиля на режимах холостого хода, ускорения и замедления путем синхронизации работы светофоров, замены наземных переходов подземными или надземными. Состояние и качество дорожного покрытия также оказывают существенное влияние на характер движения автомобилей, проблема «плохих» дорог по-прежнему актуальна для большинства городов России.

Полученные экспериментальные данные были использованы для коррекции методики определения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга [18]. При назначении коэффициентов удельных выбросов NO_x легковым автотранспортом учитывались такие факторы, как представительность (доля) рассматриваемых групп автомобилей в автопарке Санкт-Петербурга и усредненный удельный выброс окислов азота, полученный для каждой из категорий легковых ТС (табл. 3).

Определенные усредненные значения удельных выбросов окислов азота для исследованных типов транспортных средств составили соответственно 1,2 г/км для автомобилей отечественного производства старше 10 лет; 0,7 г/км для зарубежных автомобилей старше 10 лет; 0,2 г/км для отечественных и зарубежных автомобилей от 5 до 10 лет и 0,03 г/км для отечественных и зарубежных автомобилей младше 5 лет. Полученные значения удельных выбросов NO_x для устаревших типов автомобилей практически совпадают со значениями, используемыми в «Методике определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов» [17] и в «Методике определения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга» [18].

Принимая во внимание, что за последние 5 лет парк легковых автомобилей в Санкт-Петербурге в значительной мере обновился (см. рис. 1, табл. 3), было предложено внести изменения в методику [18] и использовать для определения величины выбросов окислов азота легковым автотранспортом усредненный удельный выброс, рассчитанный с учетом представительности (доли) рассматриваемых групп автомобилей в автопарке Санкт-Петербурга и удельных выбросов окислов азота, полученных для каждой из категорий легковых ТС (табл. 3). Определенный таким способом усредненный удельный выброс NO_x составил 0,5 г/км пробега. Это значение будет внесено в «Методику определения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга», утвержденную распоряжением Комитета по природопользованию, охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Санкт-Петербурга.

Литература

1. *Бондаренко Е.В., Ерохов Е.В.* Образование окислов азота при сгорании моторных топлив // Вестник ОГУ. Транспортные системы. — 2004. — № 5. — С. 31–43.

2. *Безуглая Э.Ю., Смирнова И.В.* Воздух городов и его изменения. — СПб. : Астерион, 2008. — 254 с.

3. *Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А.* Окисление азота при горении. — М–Л. : Изд. АН СССР, 1947. — 148 с.

4. *Ложкин В.Н., Батурин С.А., Дьяченко Н.Х.* Исследование мгновенных температур пламени в цилиндре дизеля на эксплуатационных режимах // Тепловыделение,

теплообмен и теплонапряженность высокофорсированных ДВС, работа их на неустановившихся режимах // Сб. тр. ЛПИ. — Л. : ЛПИ, 1976.

5. *Ложкин В.Н., Демочка О.И.* Способы и средства уменьшения токсичных выбросов с отработавшими газами дизельных двигателей // Сб. научн. трудов ЦНИИТА. — Л. : ЦНИИТА, 1986. — Вып. 85–86.

6. *Ложкин В.Н., Ложкина О.В.* Перспективы сокращения экологического ущерба от автотранспорта в городах Российской Федерации на примере Санкт-Петербурга // Биосфера. — 2011. — № 4. — С. 409–418.

7. *Ложкин В.Н., Ложкина О.В.* Автомобильный транспорт и судьба биосферы — возможно ли избежать противостояния // Общество. Среда. Развитие. — 2011. — № 2. — С. 208–214.

8. *Ложкин В.Н., Ложкина О.В.* Контроль экологической безопасности транспортных средств. Контроль загрязнения атмосферы автомобильным транспортом. — СПб. : НПК «Атмосфера», 2011. — 302 с.

9. *Ложкин В.Н., Николаенко А.В., Салова Т.Ю., Ольшевский Ф.О.* Образование и распространение оксидов азота при работе стационарных дизельных установок // Улучшение эффективных, экологических и ресурсных показателей энергетических установок сельскохозяйственных тракторов и автомобилей // Сб. тр. СПбГАУ. — СПб. : СПбГАУ, 1997.

10. *Луканин В.Н., Трофименко Ю.В.* Промышленно-транспортная экология / Под ред. Луканина В.Н. — М. : Высш. шк., 2001. — 273 с.

11. Автомобильный рынок России 2005. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2005. — 190 с.

12. Автомобильный рынок России 2006. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2006. — 208 с.

13. Автомобильный рынок России 2007. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2007. — 214 с.

14. Автомобильный рынок России 2008. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2008. — 209 с.

15. Автомобильный рынок России 2009. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2009. — 218 с.

16. Автомобильный рынок России 2010. Ежегодный справочник аналитического агентства «Автостат». — М., 2010. — 220 с.

17. Методика определения выбросов автотранспорта для проведения сводных расчетов загрязнения атмосферы городов. — СПб. : НИИ Атмосфера, 1999.

18. Методика определения выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям Санкт-Петербурга. — СПб. : НИИ Атмосфера, 1999.

19. *Boulter P.G., McCrae I.S., Green J.* Primary NO_2 emissions from road vehicles in the Hatfield and Bell common tunnels. — Transport Research laboratory, UK. — 2007. — 58 c.

20. *Hagman R., Gjerstad K.I., Amundsen A.H.* NO_2 emission from the fleet of vehicles in major Norvegian cities. Challenges and possibilities towards 2025. — TOI Report 1168/2011. Institute of Transport Economics — Norway. — 2011. — 5 c.

21. *Ishida H., Kawasaki S., Mohri Y., Furuya H., Kanayama T.* On-board and roadside monitoring of NO_x and SPM emission from vehicles. // J. of the Eastern Asia Society for Transportation Studies. — 2003. — Vol. 5. — C. 2398–2407.

22. *Latham S., Kollamthodi S., Boulter P.G., Nelson P.M., Hichman A.J.* Assessment of primary NO_2 emissions, hydrocarbon speciation and particulate sizing on a range of road vehicles. — TSE Division, Highways Agency. — 2001. — 100 c.

23. *Ward H., Robertson S., Allosp R.* Managing speed of traffic on European roads: non-accident external and internal effects of vehicle use and how these depends on speed // 9th International Conference «Road Safety in Europe». — Germany, 1998. — 12 c.

24. *Yao X., Lau N.T., Chan C.K., Fang M.* The use of tunnel concentration profile data to determine the ratio of NO_2/NO_x directly emitted from vehicles // Atmos. Chem. Phys. Discuss, — 2005. — Vol. 5. — C. 12723–12740.

25. Reducing NO_x emissions on the road. Proceedings of the European Conference of Ministers of Transport. — Dublin. — 2007. — 51 c.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2013 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	36 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 621.431

О ПРОИЗВОДСТВЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ В СООТВЕТСТВИИ С РЕГЛАМЕНТОМ ТАМОЖЕННОГО СОЮЗА

А.М. Данилов, д.т.н., зам. ген. директора; ВНИИ по переработке нефти
Е.Б. Шевченко, к.т.н., доцент
ГВУЗ « Украинский государственный химико-технологический университет»

Приведены требования нового Технического регламента (ТР) к качеству моторных топлив, поступающих на рынок стран-участниц Таможенного союза, вступившего в силу с 31.12.2012. Рассмотрены способы достижения нормативных требований регламента за счет применения различных присадок к топливу, в том числе противоизносных, антистатических, депрессорно-диспергирующих и т.д. Показана возможность улучшения качества малосернистых топлив за счет добавок рапсового этилового эфира (биодизеля).

31 декабря 2012 г. вступил в силу Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 013/2011 «О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и мазуту». Он предусматривает последовательное повышение качества топлив, вырабатываемых заводами стран–участниц Таможенного союза и поступающих на их рынок по ряду принципиальных показателей (табл. 1). В настоящей статье рассматриваются проблемы обеспечения соответствующих нормативных показателей дизельных топлив повышенного качества. При этом следует учитывать, что требования регламента не распространяются на топлива, предназначенные для поставок по заказам Минобороны, для собственных нужд, а также на экспорт.

Таблица 1

Некоторые требования к качеству дизельных топлив

Показатели	Класс 3	Класс 4	Класс 5
Содержание серы, ppm, не более	350	50	10
Содержание полициклических ароматических углеводородов, %, не более	11	11	8
Цетановое число для летнего и межсезонного топлива, не ниже	51	51	51
Температура вспышки для летнего и межсезонного топлива, °С, не ниже	40	55	55
Предельная температура фильтруемости для межсезонного топлива, °С, не выше	−20	−20	−20
Содержание метиловых эфиров жирных кислот, %, не более	7	7	7
Дата прекращения производства топлива	31.12. 2014	31.12. 2015	31.12. 2016

Производство малосернистых дизельных топлив. Уменьшение содержания серы осуществляется с целью снижения выбросов оксидов серы, агрессивных по отношению к зданиям и сооружениям, растительному и животному миру. Благодаря интенсивному развитию процессов гидроочистки производство малосернистых и ультрамалосернистых топлив уверенно растет (рис. 1). Можно полагать, что в 2014 г. на рынок России будут поступать только топлива с содержанием серы не более 350 ppm. Однако удаление серы из дизельных топлив ухудшает их противоизносные и антистатические свойства. Поэтому для восстановления смазывающей способности топлив в мировой практике применяют противоизносные и антистатические присадки. На рис. 2 представлены обобщенные литературные данные по влиянию на наработку (пробег) топливных насосов высокого давления при использовании топлива с различным содержанием серы и противоизносной присадкой. Обширный ассортимент присадок этого назначения на практике сводится к двум типам: карбоновым кислотам и их сложным эфирам. Дешевые и эффективные карбоновые кислоты выделяют преимущественно из талловых масел — многотоннажного отхода целлюлозного производства.

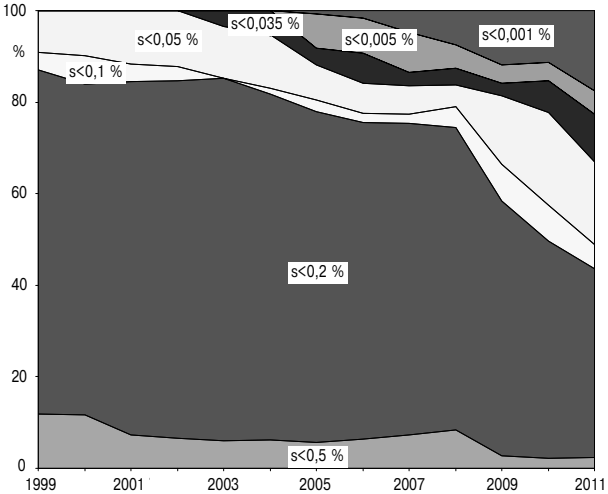


Рис. 1. Структура выработки дизельных топлив в России в 2000–2011 гг. по содержанию серы (указано на рисунке). По данным ЦДУ ТЭК

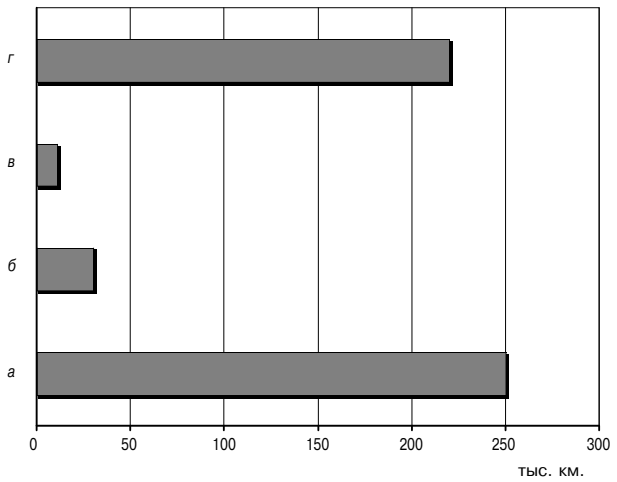


Рис. 2. Влияние содержания серы в топливе и наработку (пробег) ТНВД

а — содержание серы до 0,2 % без присадки; *б* — содержание серы до 0,005 % без присадки; *в* — содержание серы до 0,001 % без присадки; *г* — содержание серы до 0,001 % с присадкой

В России вырабатываются две присадки этого назначения: Байкат (ОАО «Ангарский завод катализаторов и органического синтеза») и Комплексал Эко-Д (ОАО «Новокуйбышевский завод масел и присадок»). Они с успехом используются на ряде заводов с 2010 г. и могут удовлетворить всю потребность отечественных НПЗ. Наряду с ними некоторое количество присадок закупается по импорту. Недостатком присадок кислотного типа является их взаимодействие с металлическими поверхностями, вследствие чего на стенках бочек и резервуаров появляются мыльные отложения. Они не влияют на работоспособность присадок, но, тем не менее, нежелательны. Поэтому такие присадки перевозят и хранят в емкостях из нержавеющей стали или пластиковых (полипропиленовых) контейнерах. Другой выход из положения — применение сложноэфирных присадок, например, моноолеата глицерина. Рабочие концентрации присадок зависят от содержания серы и в меньшей степени — от группового состава топлива, а также от наличия в топливе некоторых присадок, с которыми они плохо совместимы. Обычно для топлива с содержанием серы без других присадок достаточно 0,01–0,015 % противоизносной присадки, если в топливо дополнительно введены промоторы воспламенения или депрессоры, необходимая концентрация противоизносной присадки увеличивается на 30–50 %.

Что касается антистатических присадок, они пока закупаются по импорту. В настоящее время поставлена задача восстановить собственное производство антистатических присадок (в 1970-е гг. была допущена к применению присадка Сигбол, сырьевая база которой к настоящему времени утрачена).

Содержание полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) ограничивают из-за их потенциального канцерогенного воздействия на организм человека. При существующей структуре нефтепереработки в России эта проблема не слишком актуальна. Согласно статистическим данным содержание ПАУ в товарных топливах редко превышает 7 %. Это объясняется незначительным содержанием в них вторичных дизельных фракций. По мере углубления переработки нефти и вовлечения в топлива газойлей каталитического крекинга и других деструктивных процессов, концентрация ПАУ в топливах будет увеличиться. В этом случае радикальным способом снижения концентрации ПАУ может стать снижение температуры конца кипения топлива. Если же при этом ухудшится его смазывающая способность, в топливо может быть введена противоизносная присадка.

Цетановое число (ЦЧ) летнего и межсезонного дизельного топлива, соответствующего классу 3 и выше, установлено на более высоком уровне, чем это допускает ГОСТ 305–82. Но и в этом случае серьезной проблемы не просматривается. Так как товарные дизельные топлива состоят преимущественно из высокоцетановых прямогонных фракций, ЦЧ топливного пула России колеблется в пределах 48–50 ед. «Недобор» составляет 1–3 ед. что легко компенсируется введением 0,03–0,06 % промотора воспламенения. Весь обширный ассортимент присадок этого типа, предлагаемый западными и российскими поставщиками, сводится фактически к одному соединению — 2-этилгексилнитрату, сравнительно удобному в производстве и дешевому продукту. В России его производство освоено на ФКП «Завод им. Я.М. Свердлова» (г. Дзержинск) под названием «Экоцетан» в количестве, достаточном для удовлетворения существующей потребности, составляющей в настоящее время около 8 тыс. т/г.

Низкотемпературные свойства дизельных топлив согласно регламенту оцениваются предельной температурой фильтруемости (ПТФ), которая нормируется для межсезонных, зимних и арктических топлив. Топлива зимнее и арктическое в России вырабатываются в небольших количествах (рис. 3). Межсезонное является сравнительно новым, в 2011 г. было выработано около 1 млн т такого топлива, менее 1,5 % общей выработки. Требуемое значение ПТФ обеспечивается снижением конца кипения топлива. При этом несколько ухудшаются противоизносные свойства и воспламеняемость топлива, что при необходимости выправляется введением присадок, рассмотренных выше. Другой путь улучшения низкотемпературных свойств топлива заключается

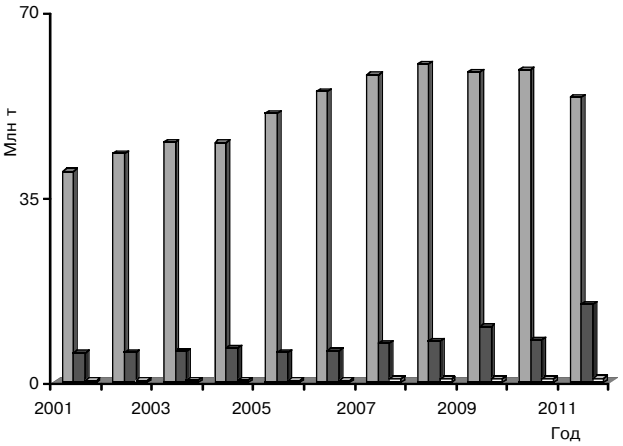


Рис. 3. Динамика выработки дизельных топлив в России в 2003–2010 гг. с низкотемпературными свойствами (последовательно «летнее», «зимнее», «арктическое»). Данные ЦДУ ТЭК. Выработка межсезонного топлива в 2011 г. составила 987 тыс. т

в использовании депрессорно-диспергирующих присадок. Особенности механизма действия таких присадок являются причиной их высокой чувствительности к групповому углеводородному составу топлива. Фактически в каждом случае приходится подбирать присадку с оптимальными физико-химическими характеристиками. Это приводит к необходимости иметь ассортимент из нескольких (20 и более) наименований. Потребность российских НПЗ в депрессорно-диспергирующих присадках составляет 1,2–1,5 тыс. т/г. Некоторое дополнительное количество используют потребители топлив, которые в межсезонный период пытаются хоть в какой-то степени придать летнему топливу свойства зимнего. Есть только одна отечественная присадка этого назначения — ВЭС-410Д, производство которой освоено на ОАО «Ангарский завод катализаторов и органического синтеза». Но на практике она пока используется редко, так как требует доработки. Достаточного ассортимента присадок, о чем сказано выше, у отечественных производителей нет, и вряд ли он будет создан в ближайшие годы.

Метиловые эфиры жирных кислот, так называемый биодизель, широко используются и являются обязательными в некоторых странах. Это позволяет в некоторой степени расширить ресурсы топливной базы за счет возобновляемого сырья. В России использование биодизеля не практикуется, но в перспективе возможно. Поэтому следует рассмотреть особенности их применения.

Биодизелем называют, главным образом, «метиловый эфир рапсового масла», но возможны и другие варианты, например, продукты метилирования соевого масла, свиного и куриного жира и т. д. Все они характеризуются одним и тем

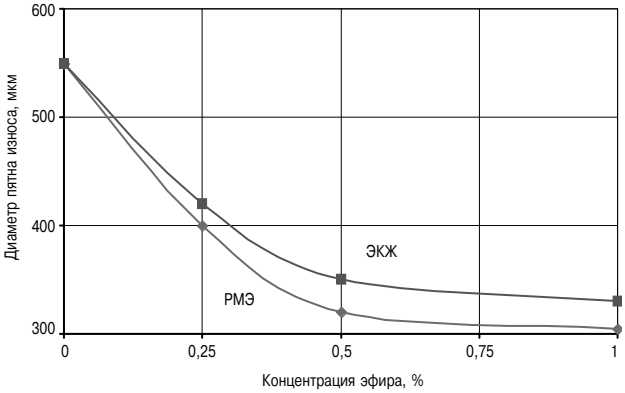


Рис. 4. Влияние РМЭ и ЭКЖ на противоизносные свойства дизельного топлива

Таблица 2

Влияние добавки 7 % биодизеля на некоторые свойства дизельного топлива класса 4

Показатель	Без добавки	РМЭ	ЭКЖ
Средний диаметр пятен износа при испытаниях на стенде HFRR, мкм	550	305	247
Цетановое число	50	51	52
Температура застывания, °С	−16	−18	−15

же набором свойств, различающихся количественными характеристиками. Следует отметить их хорошую воспламеняемость (ЦЧ — 55 ед. и выше) и отличную смазывающую способность, позволяющую отказаться от специальных противоизносных присадок. На рис. 4 представлена зависимость среднего диаметра ($d_{ср}$) пятен износа от концентрации рапсметилового эфира (РМЭ) и эфира куриного жира (ЭКЖ) при испытаниях на стандартном стенде HFRR. Добавка уже 0,25 % биодизеля снижала значение $d_{ср}$ с заметным запасом: с 550 до 400 мкм при норме 460 мкм.

Влияние биодизеля на низкотемпературные свойства топлив неоднозначно. При его введении в топлива, прошедшие глубокую гидроочистку, температура застывания и ПТФ, как правило, понижаются. В негидроочищенном топливе наблюдается обратная зависимость. На практике это означает, что добавка биодизеля в разрешенной концентрации 7 % не сможет заметно ухудшить низкотемпературные свойства товарного топлива. В табл. 2 представлено влияние метиловых эфиров рапсового масла (РМЭ) и куриного жира (ЭКЖ) на некоторые свойства дизельного топлива класса 4. Другие характеристики: фракционный состав, вязкость, плотность и пр. также изменяются, но несущественно. Таким образом, добавка биодизеля в топлива нефтяного происхождения в допустимом количестве 7 % может оказать положительное влияние на его эксплуатационные свойства.

УДК 621.436

ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

(ПО МАТЕРИАЛАМ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ЖУРНАЛОВ)

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Настоящий обзор, выполненный по материалам последних выпусков зарубежных отраслевых журналов «Diesel Progress International», и «Diesel &Gas turbine Worldwide» посвящен вопросам снижения вредных выбросов дизелей, актуальность которых в последнее время становится все более очевидной. Это следует хотя бы из того, что удельный вес данной тематики в периодических специализированных изданиях продолжает возрастать.

При создании любых новых двигателей первоочередной задачей является обеспечение соответствия действующим и перспективным экологическим нормативам ЕС и США. Эта цель, как известно, может быть достигнута разными средствами, которые принято разделять на «внутренние» (под этим подразумевается совершенствование рабочего процесса) и «внешние» (т. е. очистка ОГ). Типичным примером использования «внутренних» средств является новая серия двигателей MTU 2000 Tier 4, описанная в одной из представленных ниже статей. Снижение вредных выбросов здесь достигается с помощью рециркуляции отработавших газов (EGR), выполненной по запатентованной фирмой схеме с использованием так называемых цилиндров-доноров (часть цилиндров двигателя, выделенных для работы на EGR). Такое решение, в сочетании с двухступенчатым высоким наддувом, системой впрыска «common rail» и интеллектуальной электронной системой управления, позволило уже сегодня обеспечить требования уровня Tier 4 без использования средств газоочистки.

Для снижения вредных выбросов мощных двигателей фирма «Emitec» рассматривает возможность использования типовых систем впрыска мочевины, широко применяемых на автомобильных дизелях. С этой целью разработано устройство, позволяющее объединить ряд дозирующих форсунок или насосов в один агрегат, который может устанавливаться на двигателях мощностью до 3–4 МВт. При этом подача мочевины в общий коллектор может осуществляться с помощью специально адаптированного общепромышленного насоса большой производительности.

Фирма «Rowaco» предлагает систему экспресс-анализа отработавших газов MEGA-S мощных двигателей, работающую на основе инфракрасной спектрометрии, которая может найти применение как на крупных предприятиях, так и в небольших ремонтных мастерских. Система предназначена в том числе для управления процессами SCR в составе дизельных двигателей.

Фирма «Puritech» (Германия) разработала метод очистки фильтров частиц с помощью прецизионного обдува сжатым воздухом, позволяющий намного повысить эффективность очистки и сократить время на эту операцию, а также повысить срок службы сажевых фильтров.

Продолжается развитие альтернативных экологически чистых источников энергии. Рассматривается первый опыт использования топливных элементов в пропульсивной установке крупного судна. Мощность блока топливных элементов на основе расплавленного карбоната, установленного на судне обеспечения нефтедобычи «Viking Lady», составляет 330 кВт. Разработаны проекты более мощных (до 8,3 МВт) топливных элементов аналогичного назначения на жидком водороде. Отмечается, что для производства жидкого водорода путем электролиза может быть использована избыточная (не отдаваемая в сеть) энергия ветровых электростанций. Как показывают расчеты, в 2020 г. суммарная мощность прибрежных ветровых электростанций в одной только экономической зоне Германии составит порядка 3 ГВт. До 30 % этой энергии не может быть отдано в сеть, что позволяет использовать эту энергию для производства водорода.

ДИЗЕЛИ MTU ВЫХОДЯТ НА УРОВЕНЬ TIER 4

На выставке «Bauma China» в Шанхае представлено новое семейство двигателей MTU серии 2000. Двигатели, соответствующие требованиям по уровню вредных выбросов EPA Tier 4 inteim и Tier 4 final (промежуточная и финальная стадии), предназначены для китайского механического оборудования, поставляемого на экспорт.

Дизели MTU серии 2000 работают в качестве привода экскаваторов, большегрузных самосвалов, вилочных погрузчиков, мощных буровых агрегатов, портовых и самоходных кранов. Новые двигатели уже готовы для промышленных поставок.

Семейство MTU 2000 включает V-образные 12- и 16-цилиндровые двигатели с объемом цилиндра 2,23 л. Номинальная мощность — от 567 до 1163 кВт.

По словам представителей MTU, расход топлива дизелей серии 2000 Tier 4 interim на 10 % меньше, чем у их предшественников, кроме того, они отличаются увеличенными интервалами техобслуживания ряда компонентов, таких как форсунки и топливные насосы высокого давления. Поэтому стоимость их жизненного цикла на 8 % меньше, чем у предыдущего поколения двигателей (серия MTU 2000 EPA Tier 2).

Новые двигатели отличаются повышенной прочностью и надежностью, достигнутыми за счет усиления коленвала и картера. Необходимость усиления вызвана тем, что давление сгорания в



Двигатель MTU 2000 EPA Tier 4

новых двигателях достигает 230 бар. Усилены также стальные кованые поршни, прочность которых увеличена при одновременном снижении веса, а ужесточение размерных допусков позволило снизить уровень шума. Двигатель имеет два встроенных воздухоохладителя (промежуточный и выходной) с медными теплообменниками, сохраняющими работоспособность при низком качестве охлаждающей жидкости. Несмотря на появление целого ряда новых компонентов и усиление механической прочности силовых элементов, по удельной мощности новые двигатели не отличаются от своих предшественников.

Наработка двигателей MTU 2000 Tier 4 на испытательных стендах составила более 10 000 ч, кроме того, эти двигатели устанавливались на различных машинах для проведения эксплуатационных испытаний. Испытания, в частности, были проведены на 100-тонном карьерном самосвале Terex в Южной Африке.

Для снижения вредных выбросов до уровня Tier 4 без использования средств очистки ОГ газов были применены следующие четыре ключевые технологии: рециркуляция отработавших газов (EGR) с промежуточным охлаждением, регулируемый двухступенчатый наддув, система впрыска топлива с постоянным давлением «common rail» и интеллектуальный электронный блок управления двигателем (ECU ADEC).

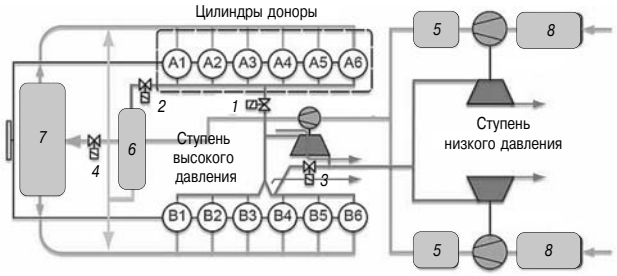
Как известно, оптимизация по выбросам частиц и NO_x требует различных взаимоисключающих настроек. Для устранения этого противоречия фирма использовала следующий подход: температура сгорания была снижена с целью снижения выбросов NO_x, одновременно поддерживался коэффициент избытка воздуха, достаточный для снижения выбросов частиц.

Основная задача системы EGR — увеличение теплоемкости заряда. Как объясняют специалисты MTU, каждому режиму работы двигателя соответствует определенное количество впрыскиваемого топлива, при сгорании которого выделяется необходимое количество тепла. Температура заряда в цилиндре при этом повышается. При наличии рециркуляции отработавших газов увеличивается теплоемкость заряда, снижая максимальную температуру сгорания.

В двигателях MTU используется фирменная система EGR высокого давления с промежуточным охлаждением, отличающаяся наличием цилиндров-доноров. В новых двигателях серии 2000 только четыре из двенадцати цилиндров (в 12-цилиндровом варианте) являются донорами, работающими на рециркуляцию. В 16-цилиндровом варианте таких цилиндров пять. При максимальной степени рециркуляции все ОГ из цилиндров-доноров идут в систему EGR, в то время как остальные цилиндры работают на турбокомпрессоры. По мнению MTU, преимущество подобной схемы заключается в том, что в условиях высокого противодавления работают только цилиндры-доноры, перекачивающие отработавшие газы на линию всасывания.

В двигателях с турбонаддувом давление на всасывании всегда выше, чем на выпуске, поэтому перекачивание ОГ невозможно без затраты энергии. В обычных системах EGR высокого давления эта проблема решается одним из двух способов: либо созданием вакуума на всасывании за счет специальной настройки турбокомпрессора или дросселирования потока, либо повышением противодавления на выпуске, чтобы рециркуляция стала возможной. В обоих случаях сопутствующий рост насосных потерь чаще всего приводит к снижению КПД двигателя. Использование цилиндров-доноров решает эту проблему, давая возможность повысить степень рециркуляции ОГ примерно до 30 %. При этом устраняются такие нежелательные явления, как увеличение расхода топлива, заметный черный дым, засорение впускного тракта и промежуточных охладителей, а также загрязнение масла плотными сажевыми фракциями, вызывающее необходимость более частой его смены. Это возвращает нас к проблеме компромисса между выбросами частиц сажи и NO_x.

Применение системы EGR без дополнительных мер, направленных на поддержание достаточного коэффициента избытка воздуха, может привести к недостатку необходимого для сгорания кислорода. Это происходит по двум причинам: отработавшие газы занимают часть объема цилиндра, уменьшая тем самым количество находящегося в нем воздуха, а снижение температуры заряда в следующем цикле тормозит процесс окисления частиц. Именно этими соображениями руководствовались разработчики новой концепции EGR.



Система EGR в двигателях серии 2000:
1 — заслонка цилиндров-доноров (управление рециркуляцией; *2* — вентиль EGR (управление/отключение рециркуляции); *3* — байпас турбины высокого давления (контроль давления воздуха); *4* — дроссель системы терморегулирования; *5* — охладитель воздуха ступени низкого давления; *6* — охладитель системы EGR; *7* — охладитель воздуха ступени высокого давления; *8* — воздушный фильтр

Поскольку часть объема цилиндра занята отработавшими газами из системы EGR, требуется принять меры для обеспечения количества кислорода, необходимого для качественного сгорания топлива. Иначе говоря, необходимо увеличить плотность заряда, что достигается за счет повышения давления наддува. В новых двигателях MTU серии 2000 применяется система двухступенчатого турбонаддува, в которой ступень высокого давления, состоящая из одного турбокомпрессора, включена последовательно со ступенью низкого давления, состоящей из двух турбокомпрессоров. Для регулирования давления наддува используется перепускная заслонка.

Таким образом, двухступенчатый наддув позволяет устранить дымление, несмотря на наличие EGR. Охлаждение наддувочного воздуха также двухступенчатое. Система состоит из промежуточного воздухоохладителя, находящегося между ступенями низкого и высокого давления, и выходного воздухоохладителя, находящегося между ступенью высокого давления и впускным коллектором.

Новые двигатели MTU серии 2000 способны развивать 100 %-ную номинальную мощность на высоте до 4000 м, и могут работать на высоте до 5000 м лишь с незначительным снижением мощности. Двигатели развивают максимальный крутящий момент в диапазоне от 1100 до 1600 об/мин, а номинальную мощность — в диапазоне от 1600 до 2100 об/мин. Подобные характеристики существенно расширяют диапазон возможного применения этих двигателей в качестве идеального варианта привода для различных силовых установок.

Решающая роль в снижении вредных выбросов до уровня Tier 4 при сохранении низкого расхода топлива принадлежит системе управления всеми параметрами процесса сгорания. В частности, электронная система управления ADEC обеспечивает регулирование начала и конца впрыска топлива, величину и закон подачи топлива в каждом цикле. Это достигается применением быстродействующих форсунок с электронным управлением, на входе которых поддерживается постоянное (регулируемое) давление топлива.

Учитывая ограниченные возможности механических систем впрыска топлива, фирма MTU еще в 1996 г. разработала собственную систему common rail для быстроходных дизелей серии 2000. Для достижения требований EPA Tier 4 подобная система особенно важна, так как позволяет одновременно снизить выбросы NO_x и частиц. Высокое (до 2500 бар) давление впрыска обеспечивает хорошее испарение топлива и равномерное его смешивание с воздухом, что является условием качественного сгорания с малым количеством сажи и высокой топливной экономичности.

Такой подход позволяет получить полностью управляемый процесс сгорания. Новый электронный блок (ECU ADEC 9) управляет гораздо большим, по сравнению с предыдущими моделям, количеством параметров, датчиков и исполнительных устройств. Для облегчения интеграции нового электронного блока в систему управления приводимого оборудования он снабжен встроенным интерфейсом SAE J1939 CAN, а также замкнутой системой управления двумя независимыми вентиляторами, и имеет множество калибруемых входов и выходов.

Taking it to Tier 4
Diesel Progress International, October 2012

СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ МОЩНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В Европе и в США действуют одинаково жесткие требования к выбросам двигателей для внедорожных машин мощностью до 560 кВт. Что касается более мощных двигателей, то их выбросы в Европе до сих пор не нормируются вообще, а в США действуют менее жесткие нормативы. В то же время существуют отдельные отраслевые нормативные документы, в частности, для главных судовых и тепловозных двигателей, а также для двигателей генераторных установок.

Основным способом достижения уровня требований EPA Tier 4 final может стать селективное каталитическое восстановление NO_x (SCR). Данная технология обеспечивает эффективную очистку от окислов азота (NO_x) в присутствии специального катализатора и при наличии восстановителя, в качестве которого обычно используется водный раствор мочевины.

Восстановитель впрыскивается в поток ОГ малыми порциями с помощью прецизионных

дозирующих устройств. Его подача рассчитывается на основании значений текущего массового расхода NO_x и требуемой степени восстановления. В качестве дозирующих устройств обычно используются дозировочные насосы или клапаны. Дозировочные насосы используются в случаях, когда распыливание реагента через сопловые отверстия форсунки осуществляется сжатым воздухом. В отсутствие сжатого воздуха распыливание осуществляется за счет давления жидкости в управляемом клапане с широтно-импульсной модуляцией, который устанавливается в системе выпуска перед катализатором.

Самое сложное — добиться того, чтобы раствор мочевины в потоке отработавших газов полностью испарился, и вся мочевина в ходе реакции превратилась в аммиак, равномерно распределенный по объему отработавших газов. Последнее чрезвычайно важно с точки зрения оптимизации степени конверсии NO_x и предотвращения отложений на катализаторе, что является одним из основных условий безопасной работы

Фирма «Emitec» разработала компактное устройство, названное универсальной смесительной трубой, куда входят клапан впрыска и расположенный дальше по ходу потока катализатор, имеющий специальную структуру типа Emitec MX. Это устройство можно устанавливать в выхлопных трубах самой различной конфигурации, при этом нет необходимости каждый раз проводить новые типовые испытания.

Поскольку производительность насосов и форсунок подачи мочевины, предназначенных для автотракторных двигателей, для более мощных двигателей могут оказаться недостаточными, фирма разработала устройство, позволяющее использовать на одном двигателе несколько таких насосов, одновременная работа которых организуется с помощью специального программного обеспечения.

Для еще более мощных двигателей, где необходимо иметь несколько форсунок, на базе общепромышленного насоса большой производительности был разработан специальный насос подачи восстановителя, конструкция которого



Рис. 1. Коллектор для распределения раствора мочевины на несколько форсунок



Рис. 2. Смесительная труба

учитывает специфику применения на мощных двигателях. Раствор мочевины из насоса поступает в специальный коллектор (см. рис. 1), где распределяется между нужным количеством отдельных форсунок, тем самым обеспечивая равномерную подачу мочевины по объему выхлопной трубы. Например, на «Emitec» выполнен технический проект установки подачи мочевины для двигателей мощностью 3–4 МВт, включающей шесть смесительных труб, конструкция которых была ранее успешно испытана на различных внедорожных машинах и на крупных двигателях нескольких типов (рис. 2).

Обширный опыт, накопленный при испытаниях и доводке отдельных форсунок и смесительных труб, позволяет комбинировать их в устройствах, предназначенных для мощных двигателей. Тем самым изготовители форсунок получают возможность воспользоваться проверенными технологиями, не прибегая к новым испытаниям. Материальные затраты, связанные с подобными испытаниями, оказались бы весьма значительны, учитывая малую серийность мощных двигателей.

Катализаторы для мощных двигателей должны обладать более высокими показателями качества, а именно меньшими удельным весом и объемом, низким аэродинамическим сопротивлением (так как повышение противодавления на выпуске увеличивает расход топлива), а также большей механической и термической прочностью.

В таких двигателях уже успешно применяются металлические блоки для носителей катализатора самых различных форм и мелкоячеистые структуры из очень тонкой фольги. Могут производиться серийно металлические блочные носители с круглыми, квадратными, овальными или шестигранными ячейками. Размер блока может подбираться индивидуально. Например, в некоторых установках используются блоки диаметром более

600 мм, тогда как в других случаях предпочтение отдается модульным конструкциям из серийно выпускаемых элементов диаметром до 400 мм. Блочные носители с шестигранными ячейками позволяют сформировать структуру почти идеально круглого сечения, представляющую собой надежную и экономичную конструкцию с малым удельным весом и хорошей теплоизоляцией.

Плотность ячеистой структуры может меняться в зависимости от целевых показателей (например, заданного соотношения занимаемого объема к противодавлению) и исходных условий, например, качества топлива. Соответственно может выбираться размер блока либо с более развитой поверхностью теплообмена, либо с меньшим аэродинамическим сопротивлением. Структура металлического носителя, такого как, например, Emitec LS, может содержать элементы, усиливающие турбулизацию потока.

Существует также довольно большой выбор каталитических покрытий для металлических блочных носителей. В автомобилях, внедорожных машинах и в стационарных установках в этом качестве чаще всего используются TiO_2–V_2O_5, а также железо-цеолитные или медно-цеолитные композиции.

Уже сейчас SCR успешно используются в тепловозных, главных судовых и стационарных двигателях мощностью 560 кВт и выше. Применение данной технологии в двигателях большей мощности имеет свою специфику, и промышленность готова предложить рынку проверенные технические решения.

Dr. Raimund Muller. Large Engine Emission Control Diesel & Gas Turbine Worldwide, November 2012

СИСТЕМА ЭКСПРЕСС-АНАЛИЗА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДЛЯ МОЩНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Шведская фирма «Rowaco» разработала систему Mega-5 — автономный мобильный агрегат для взятия проб и анализа отработавших газов мощных двигателей. Устройство состоит из аналитического блока со встроенным инфракрасным спектрометром на основе преобразования Фурье (FTIR) и фильтрующего блока. Устройство Mega-5 используют для проведения исследований двигателей и испытаний катализаторов, предназначенных, главным образом, для тяжелых грузовиков.

В соответствии с требованиями EEA и EPA анализатор способен быстро и точно измерять выбросы вредных веществ с отработавшими газами любого состава, в том числе образующиеся при сжигании нетрадиционных топлив.

Система Mega-5 полностью автоматизирована. Она включает программное обеспечение, средства



Газоаналитическая система Mega-5

диагностики и калибровки. Управление системой производится с помощью встроенной клавиатуры и 17-дюймового ЖК-монитора. Предусмотрена также возможность дистанционного управления с удаленного компьютера по протоколу TCP/IP. Помимо всех видов нормируемых вредных выбросов система может измерять выбросы веществ, которые пока не нормируются. Аппарат может выполнять анализы как сухих, так и влажных проб, поддерживая при этом постоянную температуру газов на уровне 190 °C (значение по умолчанию, может регулироваться), тем самым исключая возможные потери тех или иных компонентов пробы. Блок отбора проб обеспечивает поступление в инфракрасный анализатор равномерного, без пульсаций, потока газа при постоянной температуре, очищенного от твердых частиц. Система рассчитана на большие расходы отработавших газов, что позволяет увеличить частоту пробоотбора и регистрацию состава газов с частотой до 5 Гц, а также вести измерения на переходных режимах.

Как отмечает представитель «Rowaco», необходимость выполнения требований Euro 6 и EPA 1065 (стандарт на методы испытаний двигателей) приводит к усложнению систем газоочистки. Все шире применяется селективное каталитическое восстановление (SCR), и все большее распространение получают альтернативные виды топлив. Устройство Mega-5 позволяет измерять содержание любых компонентов отработавших газов быстро и с высокой точностью. Оно может устанавливаться, в частности, на транспортных средствах.

В системе использован анализатор MultiGas 2030HS, способный одновременно измерять содержание самых разнообразных компонентов отработавших газов, как традиционных, так и нетрадиционных. MultiGas 2030HS представляет собой быстродействующий газоанализатор на основе FTIR с высоким разрешением, специально приспособленный для работы с отработавшими газами. Он способен одновременно измерять содержание до 30 различных газов с частотой 5 Гц.

Газоанализатор MultiGas 2030HS выполнен на основе высокоскоростного FTIR-спектрометра, рассчитанного на тяжелые условия работы. Спектрометр содержит запатентованную пробоотборную ячейку объемом 200 мл, рассчитанную на расход газа до 100 стандартных литров в минуту, не создавая при этом дополнительного противодавления, способного повлиять на точность измерений. Газоанализатор содержит высокочувствительный детектор на основе теллурида кадмия (MCT), охлаждаемый жидким азотом. По словам представителя «Rowaco», прибор имеет чрезвычайно прочную конструкцию, рассчитанную на применение в условиях внедорожных транспортных средств.

Для достижения необходимой надежности результатов важно обеспечить точное измерение и регистрацию значений давления и температуры газового потока. Для сглаживания пульсаций потока используется диафрагменный насос с подогревом, снабженный специальный демпфером с нулевым мертвым пространством.

Повышение точности измерений обеспечивается также правильным размещением температурных датчиков системы пробоотбора и газоанализатора. Это способствует повышению точности измерений на переходных режимах. Подогреваемый фильтр частиц из нержавеющей стали, размещенный в фильтрующей коробке, защищает газоанализатор и повышает его оптическую эффективность. Фильтрующая коробка может иметь два либо четыре канала, что позволяет организовать пробоотбор из разных точек системы выпуска.

Газоаналитическую систему Mega-5 применяют для исследования и доводки двигателей тяжелых грузовиков с SCR, где используются различные катализаторы, в том числе фильтры частиц (DPF), окислительные катализаторы (DOC) и цеолитовые поглотители NO_x (LNT). Устройство может использоваться при работе двигателя на альтернативных топливах. Кроме того, с его помощью можно измерять содержание аммиака (NH_3) при сертификационных испытаниях системы SCR.

«Rowaco» работает с целым рядом фирм, таких как «Scania Cummins», «Volvo Cars» и «Johnson Matthey», участвуя в их программах по уменьшению вредных выбросов, использованию альтернативных топлив и созданию катализаторов для тяжелых условий работы.

Bo Svensson. A simpler way to sample. Diesel Progress International, September 2012

НОВЫЙ МЕТОД ОЧИСТКИ ФИЛЬТРОВ ЧАСТИЦ

В настоящее время керамический фильтр частиц, прошедший определенное число чисток, подлежит замене.

Однако при переходе к стандартам Евро 6 эта ситуация может измениться, и фильтры частиц будут очищаться значительно реже.

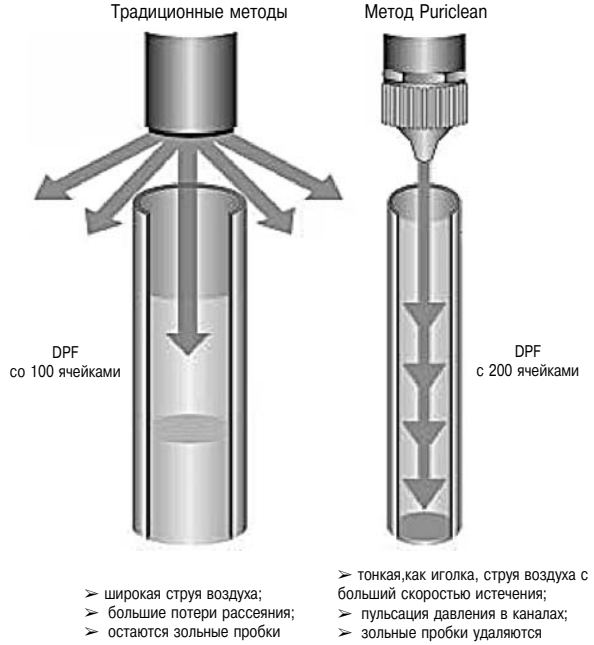
Ответственность за работу фильтров, установленных на двигателях, несут службы послепродажного сервиса продавца. В будущем возможность заняться очисткой фильтров самостоятельно может серьезно заинтересовать производителей основного оборудования. По расчетам компании «Puritech», в 2016 г. в Европе ежедневно будет проходить очистку порядка 10 000 фильтров.

Эта процедура может быть существенно упрощена за счет использования разработанного «Puritech» очистного устройства типа Puriclean. Устройство предназначено для очистки керамических фильтров с помощью прецизионной импульсной подачи сжатого воздуха через микроскопические сопловые отверстия.

Puriclean — это простая в использовании система, обладающая большими возможностями. Изначально она предназначалась для мастерских по ремонту грузовиков, и, кроме того, в несколько измененной конфигурации могла быть использована производителями новых машин. Данная технология может быть с успехом применена как на крупных специализированных предприятиях, где чистят тысячи фильтров в день, так и в небольших мастерских с относительно малыми объемами работ.

Уже сегодня система Puriclean применяется на заводах «Hitachi», выпускающих внедорожную технику, расположенных в разных странах мира. Заключен контракт с фирмой «Omniplus», обслуживающей автобусы «Mercedes-Benz» и «Setra». Система используется всеми фирменными станциями техобслуживания на территории Германии, а собранная ими зола возвращается «Puritech» для утилизации. «Puritech» является также эксклюзивным партнером «Mercedes-Benz» на территории Германии по модернизации фильтров DPF для тяжелых грузовиков.

Степень очистки фильтров от сажи превышает 99 %, и достигается это исключительно за счет сжатого воздуха. Применяемые в настоящее время керамические фильтры содержат от 100 до 200 ячеек на квадратный дюйм, при этом лучшие



из существующих систем очистки могут обеспечить степень очистки не более 70 %.

Для того чтобы выполнялись требования Евро 6, ячеистая структура фильтрующего элемента должна иметь 300–350, а возможно, и 400 ячеек на квадратный дюйм, и даже на таком плотном фильтре «Puriclean» обеспечивает заявленную степень очистки.

Традиционно применяемые технологии — это либо термоочистка (фильтр кладется в печь, где выжигается сажа), вызывающая быстрое старение каталитического покрытия, либо очистка сухим льдом или жидким азотом, которые, обладая абразивными свойствами, столь же быстро разрушают каталитическое покрытие, либо очистка водой или паром, которая не только портит покрытие, но и разрушает опорный слой, соединяющий подложку со стальной основой.

Puriclean удаляет не только отложения золы в каналах сотовой структуры фильтра, но и спрессованную золу, обычно забивающую выходы каналов фильтра. Такие зольные «пробки», по твердости не уступающие бетону, удаляются с помощью очень тонких струй сжатого воздуха с большой скоростью истечения, что позволяет восстановить исходную эффективность фильтра.

Технология позволяет поддерживать постоянные интервалы техобслуживания на протяжении срока службы фильтра, при этом процесс очистка занимает от 30 до 60 минут и может выполняться в ходе регламентного техобслуживания машины. Согласно расчетам, выполненным с учетом расходов на обслуживание, экономическая эффективность данной технологии может составить до 1000 Евро (или 1440 долларов) в день на фильтр, принимая во внимание, что, например, при термической очистке транспортное средство выводится из эксплуатации на срок до 24 часов.

Снижение эксплуатационных расходов способствует также то обстоятельство, что в данном случае отпадает необходимость в вентиляционной трубе, поскольку использованный воздух отводится в HEPA-фильтр для очистки. Для питания системы нужна обычная сеть на 220 В и стандартный источник сжатого воздуха.

Система Puriclean может быть оборудована специальной емкостью для сбора наночастиц. Эти мельчайшие частицы золы могут быть использованы в производстве стройматериалов.

Двигателестроители требуют, чтобы производители фильтров вели строгую отчетность по очистке всех фильтров, в том числе по эффективности очистки. Система Puriclean генерирует такие отчеты, причем они могут быть совмещены с отчетами устройства Puritest, измеряющего противодавление на выпуске по сигналам нескольких датчиков, установленных в разных точках.

Система Puriclean с равной эффективностью может быть использована для чистки фильтров любых других производителей.

Roberta Prandi. The Afterlife Of Aftertreatment Diesel Progress International, July-August 2011

СУДОВАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА НА ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

Рост стоимости топлива и ужесточение требований к вредным выбросам относятся к числу важнейших проблем, с которыми сталкивается судостроение. Одним из наиболее перспективных направлений исследований, направленных на снижение расхода топлива и вредных выбросов, является использование топливных элементов в качестве источника энергии для судовой силовой установки.

Известны примеры успешного использования топливных элементов в пропульсивных комплексах яхт, речных такси и малых паромов. Однако топливные элементы могут быть использованы также и на более крупных судах, что позволит существенно сократить (а в перспективе — полностью ликвидировать) выбросы NO_x, SO_x, несгоревших углеводородов и частиц.

При использовании в качестве топлива чистого водорода можно свести к нулю также выбросы CO и CO_2. Кроме того, намного уменьшаются шум и вибрация, а также снижается трудоемкость технического обслуживания. При этом первоочередными задачами становятся снижение стоимости топливных элементов, которая пока остается достаточно высокой, улучшение их массогабаритных показателей и повышение срока службы.

Автономный независимый фонд Det Norske Veritas в сотрудничестве с Wartsila смонтировал силовую установку на базе топливных элементов на судне снабжения буровых платформ «Viking Lady», принадлежащем компании «Eidesvik Offshore ASA». Эта работа выполнялась в рамках проекта FellowSHIP, в ходе которого топливные элементы на основе расплавленного карбоната (MCFC) фирмы MTU (Германия) были адаптированы для работы в судовых условиях. Блок топливных элементов MCFC мощностью 330 кВт стал первым устройством подобного типа, установленным на судне, а теплоход «Viking Lady» стал первым судном, оборудованным высокотемпературным блоком MCFC. Блок топливных элементов со вспомогательными устройствами размещен в большом контейнере. В другом аналогичном контейнере размещены трансформаторы, преобразователи и шины постоянного тока. Общий вес контейнеров составляет 100 тонн. На последующих этапах работы планируется создание полностью интегрированной системы, весогабаритные показатели которой будут существенно ниже.

Топливные элементы MCFC могут работать на самых различных топливах, таких как, например, метанол, природный газ, биогаз или водород. Пропульсивная установка «Viking Lady» работает на сжиженном природном газе (LNG), так что дополнительного топлива для MCFC не потребовалось. Постоянный ток, вырабатываемый MCFC, преобразуется в переменный ток с помощью инверторов, подключенных к судовой сети переменного тока. Пропульсивная установка может работать как от топливных элементов, так и от главных генераторов.

Использование LNG, содержащего, по сравнению с традиционными судовыми топливами, значительно меньше углерода, позволяет существенно снизить уровень выбросов в атмосферу CO (окиси углерода) и CH_4 (метана). При этом уровень выбросов NO_x пренебрежимо мал, а поскольку топливо для топливных элементов очищается от серы, уровень выбросов SO_x равен нулю. Выбросы частиц также отсутствуют, поскольку это топливо не может содержать тяжелые углеводороды.

Наработка силовой установки «Viking Lady» в условиях навигации в Северном море превышает 7000 моточасов. Ее электрический КПД с учетом внутреннего потребления составляет 44,5 %. Большой объем отходящих газов с высокой температурой создает возможность эффективной утилизации энергии с помощью паровых турбин или других машин, работающих по циклу Ренкина. Утилизация тепла позволяет повысить общий КПД установки до 55 %.

Система почти полностью лишена движущихся частей, поэтому создаваемый ею уровень шума и вибрации, а также трудоемкость технического обслуживания минимальны. В ежедневном техобслуживании система практически не нуждается, однако требуется периодическая замена топливных ячеек, так как запланированного ресурса их работы без ухудшения характеристик — 40 000 моточасов — достичь пока не удалось. На практике это означает, что срок службы топливных элементов сегодня составляет около пяти лет, тогда как большая часть остальных элементов силовой установки имеет срок службы порядка 20 лет. Над увеличением ресурса еще предстоит поработать.

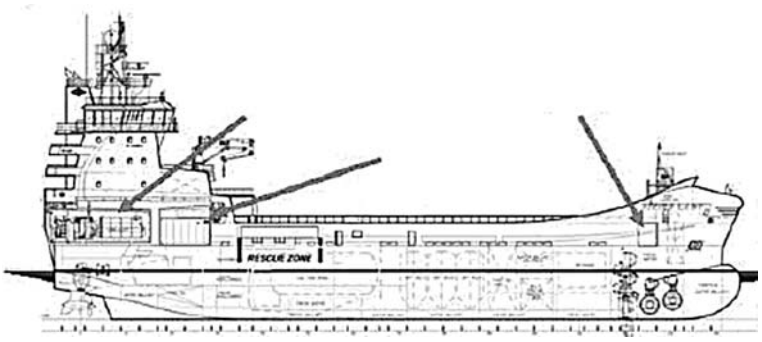


Схема расположения топливных элементов и контейнеров на «Viking Lady»



Контейнеровоз, спроектированный «Future Ship»

Очередной проект на эту тему, запланированный на 2013 г., предусматривает создание гибридной установки, в которую входит аккумуляторная батарея, работающая совместно с двигателями внутреннего сгорания и топливным элементом. Судно с гибридной пропульсивной установкой в определенных ситуациях, например, при некоторых видах ходовых испытаний и при маневрировании в акватории порта, сможет работать только на аккумуляторах и топливных элементах, без помощи

тепловых двигателей. Ожидается, что использование новых аккумуляторов позволит снизить расход топлива и выбросы углекислого газа на 20–30 %. При такой экономии топлива срок окупаемости «Viking Lady» составит два года.

Наиболее подходящими объектами для использования топливных элементов являются паромы с короткими маршрутами и грузовые суда, работающие на внутренних линиях, поскольку большая мощность им не нужна, а дозаправка топливом для них проблемы не составляет. Germanischer Lloyd одобрил два концептуальных проекта судов на водородных топливных элементах — паром и экологически чистый контейнеровоз. Чтобы судно могло быть квалифицировано как «плавсредство с нулевыми выбросами», необходимо полностью устранить выбросы как при работе его энергетической установки, так и в процессе производства топлива. Germanischer Lloyd предлагает использовать избыток энергии немецких ветровых электростанций для выработки жидкого водорода с помощью электролиза.

Чтобы обеспечить соответствие жестким ограничениям на выбросы серы в акватории Балтийского моря, вступающим в силу с 2015 г., паромный оператор Scandlines обратился к компании «FutureShip», филиалу GL Group, за помощью в создании парома на топливных элементах. Челночный паром рассчитан на перевозку 1500 пассажиров и будет иметь площадки для размещения автомобилей общей протяженностью 2200 метров. Запасов жидкого водорода, хранящегося в палубных танках, должно хватить на 48 часов работы. Мощность топливных элементов составит 8,3 МВт, а емкость аккумуляторных батарей — 2,4 МВт·ч. Размеры топливных элементов выбраны из условия достижения скорости 17 узлов. Чтобы повысить скорость до 18 узлов, нужно дополнительно подключить четыре винторулевые колонки мощностью по 3 МВт с питанием от аккумуляторной батареи. Для повышения КПД применяются роторы Флеттнера, использующие эффект Магнуса. Судно обеспечения для Northern European использует жидкий водород для топливных элементов и аккумуляторную батарею. Топливные элементы, способные развивать мощность до 5 МВт, питают две винторулевые колонки, обеспечивающие скорость до 15 узлов. Пиковое потребление энергии обеспечивается аккумуляторной батареей. В танках содержится 920 м^3 жидкого водорода, которого хватает на 10 суток непрерывной работы.

GL также предлагает использовать энергию ветра для производства водорода с помощью электролиза. Ветровая электростанция мощностью 500 МВт способна производить количество жидкого водорода, достаточное для работ трех судов снабжения, используя для этого лишь избыток энергии, который не может быть отдан в сеть. Как показывают расчеты, в 2020 г. суммарная мощность прибрежных ветровых электростанций в одной только в экономической зоне Германии составит порядка 3 ГВт.

До 30 % этой энергии не может быть отдано в сеть, что позволяет использовать эту долю энергии для производства водорода.

Bill Siuru. Ships powered by fuel cells
Diesel & Gas Turbine Worldwide, November 2012

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ

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

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, с обязательным приложением электронной версии в формате Microsoft Word 2000/2003. 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).

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

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

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

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.

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала

УДК 621.436

Плавник П.Г., Лерман Е.Ю. Российские высокооборотные дизели — сегодня и завтра // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 3–7.

Ключевые слова: высокооборотные судовые дизели, технические параметры, компоновочные решения, производство отечественных компонентов, координация НИОКР.

Представлены основные технические параметры и компоновочные решения базового образца высокооборотного судового дизеля нового поколения. Предлагаются меры по координации научных проектов ФЦП с целью обеспечения производства отечественных компонентов.
Табл. 2. Ил. 2. Библ. 6 назв.

УДК 621.436.

Новиков Л.А. Моделирование характеристик перспективного высокооборотного судового дизеля в различных вариантах конфигурации // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 8–14.

Ключевые слова: судовые дизели, топливная система, common rail, регистровый наддув, цикл Миллера, моделирование рабочего процесса.

Представлены результаты численного моделирования рабочего процесса и выбросов (NO_x) главного судового дизеля V-12 мощностью P_e = 1650 кВт при частоте вращения n = 2250 об/мин. Показано, что при различных вариантах конфигурации двигателя, может быть обеспечено соответствие требованиям международного стандарта IMO Tier-2 по выбросам NO_x при значении расхода топлива 195 г/кВт·ч. Достижение перспективной нормы IMO Tier-3 следует обеспечить за счет установки на дизеле системы очистки газов. Ил. 16. Библ. 1 назв.

УДК 621.785

Ципленкин Г.Е., Коженков А.А., Иовлев В.И., Сухарев А.Н., Потанин В.А. Проектирование рабочих колес турбокомпрессора для ОАО «Пензадизельмаш» // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 15–23.

Ключевые слова: турбокомпрессоры, методы трехмерного моделирования, оптимизация характеристик, реактивное колесо компрессора, осевая турбина с пакетным бандажом.

Методами трехмерного компьютерного моделирования выполнено проектирование рабочих колес турбокомпрессора со степенью повышения давления 3,8 для дизеля 6ЧН26,5/31 мощностью 1500 кВт ОАО «Пензадизельмаш». Оптимизированы характеристики реактивного колеса компрессора и осевой турбины с пакетным бандажом.
Ил. 13. Библ. 4 назв.

УДК 621.43

Лашко В.А., Пассар А.В. Концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 24–27.

Ключевые слова: осевая турбина, сопловой аппарат, методы проектирования.

Предложены концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя. Разработанные концепции показали практическую значимость при настройке агрегатов наддува в эксплуатации и при проектировании турбин турбокомпрессоров комбинированных двигателей.
Ил. 3. Библ. 18 назв.

УДК 662.997

Алехин С.А., Бычков В.З., Вакуленко В.В., Грицюк А.В., Клименко Н.В., Нестеренко С.В., Щербаненко Г.В. Многофункциональная присадка ИКСОЛ к охлаждающей жидкости для теплообменных систем // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 28–29.

Ключевые слова: ДВС, высокотемпературные системы охлаждения, охлаждающая жидкость, ингибитор коррозии.

Разработан ингибитор коррозии и солеотложений — присадка ИКСОЛ к охлаждающей жидкости. Присадка совместима с этиленгликолевыми антифризами и позволяет использовать природную воду с различной жесткостью. По результатам испытаний присадка ИКСОЛ рекомендована к применению в высокотемпературных системах охлаждения ДВС. Табл. 3. Библ. 5 назв.

УДК 621.431

Обозов А.А., Таричко В.И. Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 30–34.

Ключевые слова: ДВС, техническое диагностирование, развитие методов и алгоритмов, бортовые системы.

Проводится анализ методов и систем технического диагностирования двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены методы тестового и функционального диагностирования. Описаны алгоритмы работы стационарных, комбинированных и бортовых систем диагностирования ДВС.
Библ. 9 назв.

УДК 656.13(1-21):621.43.06:504.3.064.36:338.14

Ложкина О.В., Марченко В.С., Новиков В.Р., Ложкин В.Н. Оценка удельных выбросов окислов азота легковым автотранспортом /// Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 35–41.

Ключевые слова: автомобильные двигатели, образование NO_x, трансформация NO_x в атмосфере, эксплуатационные испытания, корректировка методов расчета выбросов.

Приводится анализ механизма образования окислов азота в камерах сгорания двигателей автомобилей, описаны механизмы трансформации NO_x в атмосфере и особенности негативного воздействия на человека и окружающую среду. Представлены результаты экспериментальных исследований удельных выбросов NO_x легковыми автомобилями различных экологических классов в зависимости от скоростного режима в диапазоне скоростей от 0 до 120 км/ч. Разработаны рекомендации по внесению изменений в метод расчета выбросов вредных веществ в атмосферный воздух от автотранспортных потоков.
Табл. 3. Ил. 4. Библ. 25 назв.

УДК 621.431

Данилов А.М., Шевченко Е.Б. О производстве дизельных топлив в соответствии с регламентом таможенного союза // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 42–44.

Ключевые слова: технический регламент, качество моторных топлив, присадки к малосернистым топливам, рапсовый метиловый эфир.

Приведены требования нового Технического регламента (ТР) к качеству моторных топлив, поступающих на рынок стран-участниц Таможенного союза, вступившего в силу с 31.12.2012. Рассмотрены способы достижения нормативных требований регламента за счет применения различных присадок к топливу, в том числе противоизносных, антистатических, депрессорно-диспергирующих и т. д. Показана возможность улучшения качества малосернистых топлив за счет добавок рапсового этилового эфира (биодизеля).
Табл. 2. Ил. 4.

УДК 621.436

Мельник Г.В. Технологии и оборудование для снижения вредных выбросов двигателей (по материалам специализированных журналов) // Двигателестроение. — 2012. — № 4. — С. 45–53.

Ключевые слова: дизели, технологии снижения выбросов, очистка газов, измерения выбросов, топливные элементы, опыт эксплуатации.

Выполнен обзор материалов последних выпусков зарубежных отраслевых журналов «Diesel Progress International» и «Diesel &Gas turbine Worldwide» по вопросам снижения вредных выбросов дизелей. Рассмотрены методы контроля снижения вредных выбросов дизелей. Приведены результаты испытаний пропульсивной судовой установки мощностью 330 кВт на топливных элементах. Ил. 8.

UDC 621.436

Plavnik P.G. Lerman E.Yu. Russian High-Speed Diesel Engines Today and Tomorrow // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 3—7.

Keywords: High-speed marine diesel engines, performance, layout, domestic-make components, R&D coordination.

New generation of high-speed marine diesel engine is presented. A basic model of a new engine family is described, including general layout, principal features and specifications. Furthermore, proposals are set forth for coordination of projects covered by Federal Target-Oriented Program concerning domestic manufacturing of engine components.

2 ill., 2 tables, 6 ref.

UDC 621.436

Novikov L.A. New High-Speed Marine Diesel Engine: Modeling of Fuel Efficiency and Environmental Performance for Various Configurations // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 8—14.

Keywords: marine diesel engines, fuel supply system, common rail, split supercharge system, Miller cycle, combustion simulation.

The results are presented of combustion numerical simulation for V-12 marine diesel engine rated at 1650 kW @ 2250 RPM, with particular stress on NO_x performance. The engine (in several alternative configurations) is demonstrated as capable of meeting IMO Tier-2 specification for NO_x emission, fuel consumption not exceeding 195 g/kW·h. Further improvement (to IMO Tier-3 level) can be achieved through use of an exhaust aftertreatment system. 16 ill., 1 ref.

UDC 621.785

Tsyplemkin G.E., Kozhenkov A.A., Iovlev V.I., Sukharev A.N. Potanin V.A. Designing Turbocharger Wheels for JSC PENZDIESELMASH engines // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 15—23.

Keywords: turbochargers, 3-D modeling, performance optimization, compressor reaction wheel, axial turbine with packet-type shroud.

3-D simulation was employed to design wheels for new turbocharger (boost rate 3.8) to feature type 6CHN26,5/31 diesel engine rated at 1500 kW manufactured by JSC PENZDIESELMASH. 3-D simulation contributed into optimization of compressor reaction wheel and axial turbine with packet-type shroud. 13 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Lashko V.A. Passar A.V. Turbocharger Turbine Blading Section: Design Concepts // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 24—27.

Keywords: axial turbine, nozzle block, design methods.

Suitable design concepts for turbocharger turbine blading section are discussed. Proposed concepts proved instrumental at turbocharger designing and tuning, both in-factory and on-site. 3 ill., 18 ref.

UDC 662.997

Alekhin S.A., Bychkov V.Z., Vakulenko V.V., Gritsiuk A.V., Klimenko N.V., Nesterenko S.V. Scherbanenko G.V. IXOL — Multifunctional Additive for Coolants Used in Heat Exchangers // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 28—29.

Keywords: internal combustion engines, high-temperature cooling systems, coolant, corrosion inhibitor.

The additive in question named IXOL acts as a rust preventer and inhibits salt sedimentation. The additive is compatible with ethylene glycol-based antifreezes and natural water regardless of its hardness. The additive passed appropriate tests and was certified for high-temperature cooling systems. 3 tables, 5 ref.

UDC 621.431

Obozov A.A. Tarichko V.I. Diagnostics in Diesel Engines: Methods and Systems // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 30—34.

Keywords: internal combustion engines, technical diagnostics, development of methods and algorithms, onboard systems.

Methods and systems of technical diagnostics in diesel engines are discussed. Test and functional diagnostic methods are closely examined. Diagnostic algorithms are described for stationary, combined and onboard diagnostic systems. 9 ref.

UDC 656.13(1-21):621.43.06:504.3.064.36:338.14

Lozhkina O.V., Marchenko V.S., Novikov V.R. Lozhkin V.N. Evaluation of Nitrogen Oxides Emissions from Passenger Cars // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 35—41.

Keywords: car engines, NO_x generation, NO_x transformation in atmosphere, field tests, correction of emission calculation methods.

The article considers mechanism of NO_x generation in combustion chambers of automotive engines, mechanisms of NO_x transformation in atmosphere, and its negative effects on human health and environment. Furthermore, test results are presented of car engine NO_x emission performance vs. car speed for a variety of car (environmental) classes. Recommendations are offered for the improvement of emission evaluation methods as far as traffic streams are concerned. 3 ill., 4 tables, 25 ref.

UDC 621.431

Danilov A.M. Shevchenko E.B. Diesel Fuel To Be Produced in Compliance with Customs Union's Regulations // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 42—44.

Keywords: technical regulation, motor fuel quality, additives for low-sulfur fuels, rape methyl ether.

The article discusses motor fuel specifications set by Technical Regulation (TR) effective as of 31.12.2012. Said TR apply to motor fuels admitted to the market of Customs Union's participants. Possible ways of attaining Technical Regulation's specifications are considered, including use of various additives, such as antiwear, antistatic, depressing/dispergating etc. Furthermore, rape methyl ether is shown as an additive capable to improve quality of low-sulfur fuel (biodiesel).2 tables, 4 ill.

UDC 621.436

Melnik G.V. Technologies and Equipment to Reduce Noxious Emissions from Engines (as Presented in Dedicated Periodicals) // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 4. — P. 45—53.

Keywords: diesel engines, emissions reduction technologies, aftertreatment, exhaust measurement, fuel cells, field experience.

The review covers recent issues of dedicated international magazines, such as «Diesel Progress International» and «Diesel & Gas Turbine Worldwide», as far as clean air problems are concerned. Emission control methods are considered. Test results are described of marine propulsion system rated at 330 kW powered with fuel cells.8 ill.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2012 год

РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ

1. Итоги торгов по лотам подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011—2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения», разыгранных в 2012 г. (№ 1. С. 3—6).

КАФЕДРЕ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК ВИТИ — 70 ЛЕТ

1. **Смирнов А.В.** «Энергетическая эффективность теплосиловых и теплогенерирующих установок». Юбилейная научно-техническая конференция, посвященная 70-летию

кафедры (№ 2. С. 3–5).
2. **Кривов В.Г., Сайданов В.О., Дружинин П.В., Прутчиков И.О.** Автономные энергоэффективные установки на базе ДВС. Научные разработки и практический опыт использования (№ 2. С. 6–9).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Раенко М.И., Рыжов В.А.** Оценка прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей по критерию долговечности (№ 1. С. 7–17).
2. **Обозов А.А., Старокожев М.А.** Двухблочный роторно-поршневой двигатель (№ 1. С. 18–22).
3. **Байбурин Ф.З., Дергачев А.В., Кляцкий Д.А., Бурова Е.Ю.** Математическая модель двигателя с регистровым наддувом (№ 2. С. 10–12).
4. **Цветков Ю.Н., Сабуров С.А., Татулян А.А.** Влияние дисульфида молибдена в твердом смазочном покрытии, нанесенном на юбки поршней, на эффективные показатели дизеля (№ 2. С. 13–18).
5. **Еникеев Р.Д., Домбровский О.П., Резванов Д.Р.** Двухтактный бензиновый двигатель с регулированием мощности методом изменения состава смеси (№ 2. С. 19–24).
6. **Акчурин Х.И., Химич В.Л., Миронычев М.А.** Повышение термического КПД рабочего цикла ДВС с изохорным подводом теплоты (№ 2. С. 25–29).
7. **Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю.** Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга (№ 3. С. 3–6).
8. **Еникеев Р.Д., Домбровский О.П., Гарипов М.Д.** Экспериментальные характеристики двухтактного бензинового двигателя с высокой степенью сжатия (№ 3. С. 7–11).
9. **Плавник П.Г., Лерман Е.Ю.** Российские высокооборотные дизели — сегодня и завтра (№ 4. С. 3–7).
10. **Новиков Л.А.** Моделирование характеристик перспективного высокооборотного судового дизеля в различных вариантах конфигурации (№ 4. С. 8–14)

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Пенкин А.Л.** Газовый аккумулятор в системе подачи природного газа в двигатель внутреннего сгорания (№ 1. С. 23–26).
2. **Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.** Данные Регистра Ллойда по отказам турбокомпрессоров на дизелях морского флота (№ 1. С. 27–29).
3. **Ципленкин Г.Е., Коженков А.А., Иовлев В.И., Сухарев А.Н., Потанин В.А.** Проектирование рабочих колес турбокомпрессора для ОАО «Пензадизельмаш» (№ 4. С. 15–27)
4. **Лашко В.А., Пассар А.В.** Концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя (№ 4. С. 24–15)
5. **Алехин С.А., Бычков В.З., Вакуленко В.В., Грицюк А.В., Клименко Н.В., Нестеренко С.В., Щербаненко Г.В.** Многофункциональная присадка ИКСОЛ к охлаждающей жидкости для теплообменных систем (№ 4. С. 28–29)

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. **Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.** Выбор совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной системы ДВС (№ 2. С. 30–33).
2. **Обозов А.А., Таричко В.И.** Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС (№ 4. С. 30–34).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Андреев В.В.** Современные материалы и эффективные технологии изготовления базовых деталей мощных дизельных двигателей (№ 2. С. 34–38).
2. **Иванов Д.А., Засухин О.Н.** Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки (№ 3. С. 12–15).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. **Борисенков Е.Р., Валеев Д.Х.. Гумеров И.Ф., Искандаров Ф.Ф., Карпов А.И., Куликов А.С., Кучев С.М., Хафизов Р.Х., Гатауллин Н.А.** Дизели КамАЗ для внедорожной техники, соответствующие требованиям Правил ЕЭК ООН № 96-02 (№ 1. С. 30–34).
2. **Хватов В.Ф., Волкодаева М.В., Левкин А.В.** О количестве автотранспортных средств на автомагистралях и качестве атмосферного воздуха в Санкт-Петербурге (№ 1. С. 35–39).
3. **Аттия А.М.А., Кульчицкий А.Р.** Влияние структуры водотопливной эмульсии на экологические и экономические показатели дизеля (№ 3. С. 16–20).
4. **Пушнин В.П.** Применение метода электропроводности для анализа структуры дизельной сажи (№ 3. С. 21–25).
5. **Ложкина О.В., Марченко В.С., Новиков В.Р., Ложкин В.Н.** Оценка удельных выбросов окислов азота легковым автотранспортом (№ 4. С. 35–41).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б.** Исследование эффективности моющих присадок к бензину на моторном стенде (№ 1. С. 40–43).
2. **Карташевич А.Н., Гурков Г.Н., Плотников С.А., Бузиков Ш.В.** Влияние добавки этанола к воздуху на эффективные показатели тракторного дизеля (№ 1. С. 44–47).
3. **Данилов А.М., Шевченко Е.Б.** О производстве дизельных топлив в соответствии с регламентом таможенного союза (№ 4. С. 42–44).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Назаров А.Д.** Способ компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ двигателей V-8 при их изготовлении и ремонте (№ 3. С. 26–30).
2. **Герасиди В.В., Жук А.Н., Николаев Н.И.** Применение твердых материалов для очистки проточной части турбокомпрессоров (№ 3. С. 31–33).
3. **Васькевич Ф.А., Калинин О.Д.** Особенности конструкции ТНВД дизеля 5S70MC-C и их влияние на технико-экономические показатели (№ 3. С. 34–39).

ГИПОТЕЗЫ. ДИСКУССИИ

Жмудяк Л.М., Жмудяк А.Л., Абрамов Е.Г. Результаты математического моделирования однопоршневого свободнопоршневого двигателя (№ 3. С. 37–39).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. **Мельник Г.В.** Технические средства и элементы управления работой систем ДВС (№ 1. С. 48–57).
2. **Мельник Г.В.** Тенденции развития двигателестроения за рубежом. По материалам конгресса CIMAC 2010 (№ 2. С. 39–53).
3. **Совке С. и др.** Контроль выбросов NO_x в мощных газовых двигателях по давлению в цилиндре (материалы конгресса CIMAC 2010) (№ 3. С. 40–51).
4. **Мельник Г.В.** Технологии и оборудование для снижения вредных выбросов двигателей (по материалам специализированных журналов) (№ 4. С. 45–53)